



Aalto-yliopisto  
Insinööritieteiden  
korkeakoulu

Lauri Leppä

## **Jäähallien olosuhteiden, teknisten järjestelmien ja energiatehokkuuden seuranta**

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi  
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 31.10.2016

Valvoja: Professori Jarek Kurnitski

Ohjaaja: Diplomi-insinööri Sander Toomla

---

**Tekijä** Lauri Leppä

---

**Työn nimi** Jäähallien olosuhteiden, teknisten järjestelmien ja energiatehokkuuden seuranta

---

**Koulutusohjelma** Rakenne- ja rakennustuotantotekniikka

---

**Pääaine** Rakennusmateriaalit ja rakennusfysiikka

**Koodi** IA3017

---

**Työn valvoja** Professori Jarek Kurnitski

---

**Työn ohjaaja(t)** Diplomi-insinööri Sander Toomla

---

**Päivämäärä** 31.10.2016

**Sivumäärä** 136

**Kieli** Suomi

---

### Tiivistelmä

Jäähallit poikkeavat rakennuksina etenkin sisäolosuhteiden ylläpidon ja energiatehokkuuden hallinnan kannalta paitsi normaaleista asuinrakennuksista, myös muista liikuntahalleista merkittävästi. Hallitilan jääradan tavoitelämpötila on luokkaa -5 °C, rata-alueen oleskeluvyöhykkeen ilman puolestaan luokkaa +5 °C. Jääradan ja siihen kosketuksessa olevan ilman lämpötilojen erotuksesta aiheutuu jäähän jatkuva jäähdytys-, ja sisäilmaan jatkuva lämmitystarve. Hallitilan sisäilman viileä lämpötila aiheuttaa haasteita myös kosteudenhallintaan. Jääradan lämpötilaa ylläpitävä kylmäkoneisto tuottaa prosessin seurauksena merkittävän määrän lämmitystarpeisiin hyödynnettävissä olevaa lauhdelämpöä.

Tämän diplomityön tarkoituksena oli selvittää, miten jäähallien olosuhteita, teknisten järjestelmien toimintaa ja energiatehokkuutta voidaan seurata. Kirjallisuustutkimuksessa tutustuttiin jäähalleihin rakennuksina, sekä niiden olosuhteiden hallintaan ja hallinnan energiankulutusvaikutuksiin teoreettisella tasolla. Lisäksi esiteltiin jäähallien toiminnan kannalta kaikkien olennaisten teknisten järjestelmien toimintaperiaatteet, tehtiin katsaus olemassa oleviin jäähallien energiankulutustutkimuksiin ja käsiteltiin jäähallien asemaa rakennusmääräysten osalta Suomessa.

Diplomityön kokeellisessa osiossa muodostettiin jäähallien toiminnan seuraamisen tueksi mittaussuunnitelma. Suunnitelman mukaiset kenttämittaukset suoritettiin viidessä jäähallissa. Hallitilan kosteudenhallintaan liittyviä ongelmia esiintyi tai oli esiintynyt josain muodossa neljässä kohteessa. Ongelmia energiatehokkuuden tai kosteudenhallinnan kannalta optimaalisen lämpötilan ylläpidossa esiintyi kolmessa kohteessa. Lauhdelämmön talteenottojärjestelmän kattavuutta voitaisiin kehittää neljässä kohteessa. Lisäksi havaittiin lukuisia kohdekohtaisia ongelmia. Energian säästöpotentiaalia todettiin olevan kaikissa kohteissa.

Mittaustulosten pohjalta kehitettiin runko jäähallitekniselle seurantamenetelmälle. Seurantamenetelmä antaa yleiskuvan siitä, mitä jäähalleissa tulee mitata ja miten mittaustuloksia tulee analysoida, tulkita ja raportoida, jotta jäähallien olosuhteita, laitteistoteknistä toimintaa ja energiatehokkuutta voidaan seurata.

---

**Avainsanat** jäähalli, liikuntahalli, energiatehokkuus, ilmanvaihto, seuranta

---

---

**Author** Lauri Leppä

---

**Title of thesis** Monitoring indoor air quality, operation of technical systems and energy efficiency in indoor ice rinks

---

**Degree programme** Structural Engineering and Building Technology

---

**Major** Building Materials and Physics

---

**Code** IA3017

---

**Thesis supervisor** Professor Jarek Kurnitski

---

**Thesis advisor(s)** Sander Toomla, Master of Science (Technology)

---

**Date** 31.10.2016

---

**Number of pages** 136

---

**Language** Finnish

---

**Abstract**

As buildings, indoor ice rinks differ significantly from residential buildings, but also from other sports facilities, in particular due to their unique needs for indoor climate maintenance and energy efficiency control. The target temperature for the ice rink is about -5 °C, while the temperature of the air in the occupied zone above the ice rink is kept at about +5 °C. The difference in these temperatures causes a continuous need to cool the ice rink, and heat the air surrounding it. The cool temperature of the air inside the hall also causes challenges for moisture control. The refrigeration unit maintaining the temperature of the ice rink produces a significant amount of waste heat, which can be recovered and utilized in the heating needs of the building.

The purpose of this master's thesis was to research how the indoor climate, the operation of technical systems and overall energy efficiency of indoor ice rinks can be monitored. The literary review discussed indoor ice rinks as buildings, as well as how their indoor climate can be controlled and what the energy consumption effects of indoor climate control are on a theoretical level. In addition, all technical systems relevant to the operation of an indoor ice rink were presented, existing studies related to energy consumption of indoor ice rinks were examined, and the role of indoor ice rinks within the building regulations of Finland was discussed.

In the experimental part of the thesis a measurement plan for monitoring the operation of indoor ice rinks was formed. The field measurements were carried out in five indoor ice rinks. Four of the case subjects were or had previously been associated with moisture problems. Three of the case subjects were discovered to have problems maintaining an optimal temperature, either regarding energy efficiency or moisture control. The system for waste heat recovery could be further developed in four of the case subjects. In addition, a number of case-specific problems were discovered. Potential for energy saving was determined to be present in all of the studied indoor ice rinks.

The field measurement results were utilized to develop a general framework for a technical monitoring method for indoor ice rinks. The monitoring method provides an overview of what needs to be measured, and how the measurement results need to be analysed, interpreted and reported in order to accurately monitor the indoor conditions, operation of technical systems and general energy efficiency of indoor ice rinks.

---

**Keywords** indoor ice rink, sports facility, energy efficiency, ventilation, monitoring

---

## Alkusanat

*Tämä diplomityö toteutettiin osana Uima- ja jäähallien energiatehokkuuden parantamisen ohjeistuksen sekä energia- ja kosteusteknisen toiminnan seurantajärjestelmän tutkimus- ja kehitystyötä, joka tutkimuskokonaisuutena on osa laajempaa Opetus- ja kulttuuriministeriön, Jääkiekkoliiton, Aalto-yliopiston ja VTT:n yhteistä jäähallien toiminnan kehitykseen tähtäävää hanketta. Työ kirjoitettiin Aalto-yliopiston insinööritieteiden korkeakoulun rakennustekniikan laitoksella. Rahoittajana toimi Opetus- ja kulttuuriministeriö, valvojana Aalto-yliopiston professori Jarek Kurnitski ja ohjaajana tohtorikoulutettava, DI Sander Toomla.*

*Haluan kiittää kaikkia työhön osallistuneita lukuisia tahoja, joita ilman työn toteutus ei olisi ollut mahdollista. Näihin lukeutuvat kaikkien tutkimuskohteiden yhteyshenkilöt ja henkilökunta, jotka pyyteettömästi tarjosivat omaa aikaansa ja asiantuntevuuttaan omiin akateemisiin tarkoituksiini. Yhteyshenkilöistä erityiskiitos kuuluu Ville Ruokojalle, joka enempiä kyselemättä ja lisävaivaa kaihtamatta toteutti kaikki mittauksiin liittyneet toiveemme, sekä Jorma Taljavaaralle, joka toimitti kohteeseensa liittyneet tekniset materiaalit aivan erityisessä laajuudessa.*

*Diplomityön rahoituksesta haluan kiittää Opetus- ja kulttuuriministeriötä ja erityisesti rakentamisen ylitarkastaja, DI Erja Metsärantaa. Kiitos kuuluu myös työni valvojalle professori Jarek Kurnitskille, jonka terävien kommenttien ansiosta työ sai lopullisen muotonsa. Suurimman kiitoksen haluan osoittaa ohjaajalleni, tohtorikoulutettava Sander Toomlalle, joka perinteisen akateemisen ohjaajan lisäksi on toiminut mittauskouluttajana, matkaseurana, kollegana ja käytännön asioiden hoitajana, sekä lukuisissa muissa rooleissa. Kiitos myös VTT:n ja Jääkiekkoliiton edustajille.*

*Lopuksi haluan kiittää kaikkia rakennustekniikan laitoksen Sisäilma & Energia –tutkimusryhmän jäseniä erinomaisesta työympäristöstä. Osoitan kiitokseni myös perheelleni ja ystäville, jotka paitsi diplomityön, myös koko opiskelujeni aikaisesta tuesta. Uskokaa tai älkää, minä valmistun sittenkin. Aivan erityisesti haluan kiittää puolisoani Kerstiä, jonka järkkymättömään tukeen läpi koko voimakkaasti aaltoilleen opiskeluaikani olen voinut aina luottaa.*

Espoo 25.10.2016

Lauri Leppä



# Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Sisällysluettelo

Lyhenteet

1	Johdanto .....	1
2	Jäähallit rakennus- ja laiteteknisinä kokonaisuuksina .....	4
2.1	Yleistä jäähalleista .....	4
2.1.1	Jäähallit Suomessa ja maailmalla .....	4
2.1.2	Jäähallit rakennuskokonaisuuksina .....	5
2.1.3	Laitteistokuvaukset .....	7
2.2	Jäähallin sisäilmaston hallinta ja sen energiankulutusvaikutukset .....	14
2.2.1	Kosteudenhallinta .....	14
2.2.2	Lämpöolosuhteet .....	18
2.2.3	Sisäilman epäpuhtaudet .....	20
2.3	Katsaus tehtyihin kulutustutkimuksiin .....	23
2.3.1	Jäähallin kokonaisenergiankulutus .....	23
2.3.2	Jäähallien energiankulutusjakauma .....	24
2.3.3	Säästötoimenpiteet .....	26
2.3.4	Optimiseratkaisun esittely .....	29
2.4	Rakentamismääräykset jäähallien osalta Suomessa .....	31
3	Tutkimusmenetelmät .....	34
3.1	Tutkimussuunnitelma .....	34
3.2	Mittalaitteet ja niiden sijoittelu .....	34
3.3	Mittaustulosten laskennallinen analyysi .....	36
4	Tutkimuskohteet ja mittausjaksot .....	39
4.1	Klaukkalan harjoitusjäähalli .....	39
4.1.1	Kohdekuvaus .....	39
4.1.2	Mittausjakso .....	40
4.2	Ylöjärven jäähalli .....	42
4.2.1	Kohdekuvaus .....	42
4.2.2	Mittausjakso .....	44
4.3	Mäntsälän Tokmanni Areena .....	46
4.3.1	Kohdekuvaus .....	46
4.3.2	Mittausjakso .....	48
4.4	Sentteri Tampere – laajennusosa .....	49
4.4.1	Kohdekuvaus .....	49
4.4.2	Mittausjakso .....	52
4.5	Tapiolan harjoitusjäähalli .....	53
4.5.1	Kohdekuvaus .....	53
4.5.2	Mittausjakso .....	55
5	Tulosten esittely .....	57
5.1	Mittausjaksojen tulokset .....	57
5.1.1	Klaukkalan harjoitusjäähalli .....	57
5.1.2	Mäntsälän Tokmanni Areena .....	72
5.1.3	Sentteri Tampere – laajennusosa .....	83
5.1.4	Tapiolan harjoitusjäähalli .....	92

5.1.5	Ylöjärven jäähalli.....	100
5.2	Tutkimuskohteiden vertailu .....	111
5.2.1	Yhteenveto kohteiden perus- ja energiankulutustiedoista .....	111
5.2.2	Hallitilojen sisäilman laatu ja kosteusolosuhteet .....	113
5.2.3	Ilmanvaihdon ja kosteudenhallinnan energiatehokkuus .....	114
5.2.4	Hallitilojen ilmanjaon toimivuus ja ilmalämmityksen tehokkuus .....	116
5.3	Merkittävimmät havaitut ongelmat, niiden seuraukset ja kehitysehdotukset .....	117
5.3.1	Klaukkalan harjoitusjäähalli .....	117
5.3.2	Mäntsälän jäähalli .....	118
5.3.3	Senterri Tampere .....	118
5.3.4	Tapiolan harjoitusjäähalli .....	119
5.3.5	Ylöjärven jäähalli.....	119
6	Seurantamenetelmä .....	121
6.1	Seurantamenetelmän tavoite .....	121
6.2	Suoritettavat mittaukset ja niistä tehtävät laskelmat .....	122
6.2.1	Hallitilan ilmanvaihto .....	122
6.2.2	Kylmäkoneisto .....	123
6.2.3	Muut mittaukset .....	124
6.3	Mittaustulosten raportointi ja teknisten järjestelmien automatisointi .....	125
6.3.1	Raportointi .....	125
6.3.2	Ilmanvaihdon automatisointi .....	126
6.3.3	Muiden järjestelmien automatisointi .....	128
7	Johtopäätökset ja yhteenveto .....	129
	Lähdeluettelo .....	134

## Lyhenteet

COP	Kylmäkerroin (coefficient of performance)
HH	Harjoitusjäähalli
IIHF	Kansainvälinen jääkiekkoliitto
IV	Ilmanvaihto
KH	Kilpajäähalli
KL	Kaukolämpö
LTO	Lämmöntalteenotto
LVIA	Lämpö, vesi, ilmastointi, automaatio
OPM	Opetusministeriö
PKH	Pieni kilpajäähalli
SH	Suurhalli
SRMK	Suomen rakentamismääräyskokoelma
VTT	Teknologian tutkimuskeskus VTT Oy

# 1 Johdanto

Jäähallien merkitys suomalaiselle urheilu- ja kulttuuriperinnölle on suuri. Jääurheilulajit, etenkin jääkiekko ja jossain määrin myös taitoluistelu, ringette, jääpallo, pikaluistelu ja curling, ovat sekä harrastajamäärien että ammattitason menestyksen perusteella mitattuina suomalaisten kesto suosikkeja. Jääkiekon harrastajamäärät kasvoivat Suomessa vuosien 2002 ja 2010 välillä keskimäärin noin 900 harrastajan vuositahtia. Virallisissa seuroissa pelaavien määrä samalla ajanjaksolla kasvoi keskimäärin 1500 pelaajaa vuodessa, kun kilpailulisenssin omaavien pelaajien määrän vuosittainen kasvu välillä 2006–2010 oli keskimäärin yli 1800 pelaajaa vuodessa (Kilpa- ja huippu-urheilun tutkimuskeskus 2010). IIHF:n vuoden 2015 selvityksen mukaan Suomessa oli kyseisenä vuonna noin 76 000 rekisteröitynyttä pelaajaa, ja rekisteröitymättömien harrastajien määrän arvioidaan olevan jo reilusti yli 200 000. Rekisteröityneitä pelaajia on maailman laajuisesti yli 1,8 miljoonaa, joista suurin osa, noin 1,2 miljoonaa, ovat Kanadasta ja Yhdysvalloista. (IIHF 2015)

Jääurheilulle ominaista ovat sen asettamat vaatimukset urheilusuorituspaikalle. Toisin kuin esimerkiksi jalkapalloa, jääkiekkoa tai muita jääurheilulajeja voidaan harrastaa käytännössä ainoastaan kyseistä tarkoitusta varten tehdyllä jääradalla. Jäärata voi sijaita ulkona ja jäätyä luonnostaan ilman lämpötilan vaikutuksesta, mutta samalla jääurheilijat altistuvat vaihteleville ulkoilman olosuhteille, huonosti hallittavalle jään laadulle ja lyhyelle käyttöjaksolle. Jotta jääurheilua voidaan harrastaa tarkoituksenmukaisissa olosuhteissa riippumatta ulkoilman lämpötilasta, on jäärata tuotava sisätiloihin, toisin sanoen jäähalliin.

Suomessa on 224 jäähallia, joissa on yhteensä 260 jäärataa. Kasvavien jääurheilun harrastajamäärien myötä myös jäähalleja rakennetaan jatkuvasti lisää. Ensimmäinen jäähalli Suomeen rakennettiin vuonna 1965, ja 50 jäähallin raja ylittyi vuonna 1989. Järjestyksessään sadas jäähalli valmistui vuonna 1996, kun 150:n ja 200:n rajat ylitettiin vuosina 2000 ja 2008. Maailmanlaajuisesti sisäjääratoja on yli 7000, joista valtaosa, noin 4500, sijaitsee Pohjois-Amerikassa. (Jyväskylän yliopisto 2016, IIHF 2015)

Jäähallissa jään lämpötilaa ylläpitävät mekaanisen työn kautta kylmäenergiaa tuottavat kompressorit, jolloin jään olemassaolo ei riipu siihen kosketuksissa olevan ilman lämpötilasta. Tästä syystä voidaan jäähalleissa nostaa myös sisäilman lämpötilaa jääurheilijoiden kannalta mukavammalle tasolle, yleensä välille +5...+10 °C (OPM 1999). Energiankulutuksen kannalta jään ja sitä ympäröivän ilman lämpötilojen erotus on haasteellinen. Mikäli tähän systeemiin ei ulkoisen työn kautta syötetä energiaa, pyrkivät jää ja ilma tasoittumaan samaan lämpötilaan. Jotta lämpötilojen erotus voidaan ylläpitää, kohdistuu jäärataan jatkuva viilennys- ja toisaalta sisäilmaan jatkuva lämmitystarve. Tasapainoilu energiankulutuksen ja hyväksyttävien sisäilman olosuhteiden välillä onkin arkipäivää jokaisessa lämmitetyssä jäähallissa. Matala sisäilman lämpötila aiheuttaa jäähalleihin myös poikkeukselliset kosteustekniset olosuhteet verrattuna esimerkiksi normaalilämpöisiin liikuntahalleihin.

Jäähallien olosuhteiden hallintaa ja energiankulutusta on tutkittu suhteellisen paljon (IIHF 2010, Nichols 2009, OPM 1999, OPM 2007, Rogstam et al. 2014, Seghouani et al. 2009). Tutkimusten perusteella on syntynyt hyvä yleiskuva siitä, miten esimerkiksi energiankulutus jäähalleissa jakautuu eri komponentteihin, tai miten energiatehokkaat jäähallit eroavat normaaleista tai paljon energiaa kuluttavista. Tiedämme myös, miten jäähallien kosteustekniikkaan tulee suhtautua, jotta kosteusvaurioilta ja homeongelmilta välttytään. Edistysaskeleet

jäähdytystekniikassa, kylmäaineissa, lämpöpumpuissa, ilmankuivaimissa ja rakennusautomaatioissa tarjoavat edellytykset toimiville, energiatehokkaille ja käyttömukavuudeltaan erinomaisille, ympärivuotisille jäähalleille; käytännössä ulkoilman olosuhteista riippumatta.

Tästä kaikesta huolimatta hyvin toimiva jäähalli on edelleen harvinaisuus. Kosteus- ja homeongelmat ovat valitettavan yleisiä, sisäilman hiilidioksidi- tai pahimmassa tapauksessa jopa häkä- tai typpidioksidipitoisuudet ovat hälyttävällä tasolla, ja energiaa kulutetaan keskimäärin jopa kaksinkertainen määrä siihen nähden, millä energiatehokkaan jäähallin on mahdollista tulla toimeen. Motiva Oy:n kuuden jäähallin kulutuksiin vuosilta 2009–2014 perustuneen palvelurakennusten ominaiskulutusraportin mukaan jäähallit kuluttavat Suomessa keskimäärin 33,1 kWh sähkö- ja 20,9 kWh lämpöenergiaa bruttokuutiometriä kohden (Motiva Oy 2015a, Motiva Oy 2015b). VTT:n ylläpitämän Jäähalliportaalin mukaan vastaavat arvot perustuen 54 jäähallin otantaan vuosilta 2013–2015 ovat 31,0 kWh sähkö- ja 19,6 kWh lämpöenergiaa (VTT 2016). Tavanomaisen, bruttotilavuudeltaan 30 000 m<sup>3</sup> kokoisen jäähallin tapauksessa tämä tarkoittaa vuositasolla kokonaisenergiankulutusta välillä 1500...1600 MWh. Ruotsissa vuosina 2009–2014 suoritetun ”Stoppsladd”-projektin aikana analysoitiin noin 200 jäähallia. Tulosten perusteella ruotsalainen jäähalli kuluttaa keskimäärin hieman yli 1000 MWh vuodessa (Rogstam et al. 2014). Vaikka ero suomalaisen jäähallin energiankulutukseen on merkittävä, arvioitiin Ruotsissa olevan maanlaajuisesti edelleen 70 000 MWh säästöpotentiaali jäähallien vuosittaisessa energiankulutuksessa, keskimääräisen hallikohtaisen säästöpotentiaalın ollessa 20–40 %. Kanadassa Quebecin osavaltiossa tehdyn selvityksen mukaan tyypillinen jäähalli kyseisissä ilmasto-oloissa kuluttaa 1500 MWh energiaa vuodessa, mutta vaihteluväli energiatehokkaimpien ja eniten kuluttavien jäähallien välillä oli suuri. Energiatehokkaimmat jäähallit kuluttivat noin 800 MWh/vuosi, kun tehotomimmat melkein kolminkertaisesti, noin 2400 MWh/vuosi (Nichols 2009).

Mistä erot jäähallien toimivuudessa ja energiatehokkuudessa johtuvat? Kaikki tieto hyvin toimivan jäähallin suunnitteluun ja ylläpitoon on olemassa ja kaikkien vapaasti käytettävissä. Suurin syy lienee selkeän opastuksen puutteessa. Vaikka tieto on olemassa esimerkiksi siitä, mitä jäähallin tapauksessa tulee sisäilmaan tai kylmäkoneistoon liittyen mitata, ei tulosten tulkintaan ja niiden pohjalta tehtäviin johtopäätöksiin oteta selkeästi kantaa. Tämän diplomityön tarkoituksena on kehittää kaikkiin jäähalleihin soveltuva yleispätevä seuranta-menetelmä, jonka avulla jäähalleissa työskentelevä henkilökunta voi oppia paremmin ymmärtämään oman hallinsa rakennus- ja energiateknistä toimintaa. Seurantamenetelmä analysoi siihen syötetyn mittausdatan ja informoi käyttäjää mahdollisista ongelmista, joihin voidaan sitten hakea tapauskohtaisia ratkaisuja. Lopullisena tavoitteena on tehostaa jo olemassa olevan jäähallin toimintaa optimoimalla laitteistojen asetusarvot ja säädöt parhaiksi mahdollisiksi käytössä olevan automaatiojärjestelmän sallimissa puitteissa. Mikäli toiminnan tehostaminen ei olemassa olevin laitteistoin onnistu, voidaan uusia hankintoja ehdottaa perustuen esimerkiksi suurimpiin saataviin energiasäästöihin.

Heikon opastuksen lisäksi jäähallien energiatehokkuutta heikentävät Suomessa puutteellisesti niiden suunnitteluun kantaa ottavat rakentamismääräykset. Jäähallit luokitellaan erikoisrakennuksiksi, joille ei ole asetettu erikseen esimerkiksi E-lukuvaatimusta (SRMK D3 2012). E-luvun laskentaan on annettu ohjeistus, joka ei kuitenkaan ota energiankulutuksen kannalta merkittävää kylmäprosessia eikä hallitilan kosteudenhallintaa huomioon ollenkaan, johtuen puutteellisesta ohjeistuksesta näiden vaikutusten laskentaan (Laitinen et al. 2014). Täten myös lauhdelämmön merkitys jää huomioimatta. Tässä diplomityössä kehitettävää

seurantamenetelmää voidaan hyödyntää realistisen jäähallien energiateknisen datan keräämiseen, minkä pohjalta voidaan kehittää parempi, jäähallien erikoispiirteet huomioiva E-luvun laskentamenetelmä.

Seurantamenetelmän kehityksen tueksi valittiin viisi tutkimuskohdetta, joissa suoritettiin noin viikon pituinen mittausjakso. Viikon aikana mitattiin erilaisia sisäilmaan, ilmanvaihtoon ja kylmälaitteistoon liittyviä suureita, ja seurattiin mahdollisuuksien mukaan jäähallin energiankulutusta. Kerättyjen tietojen perusteella oli mahdollista luoda hyvä yleiskuva siitä, miten mikäkin tutkimuskohteista toimii.

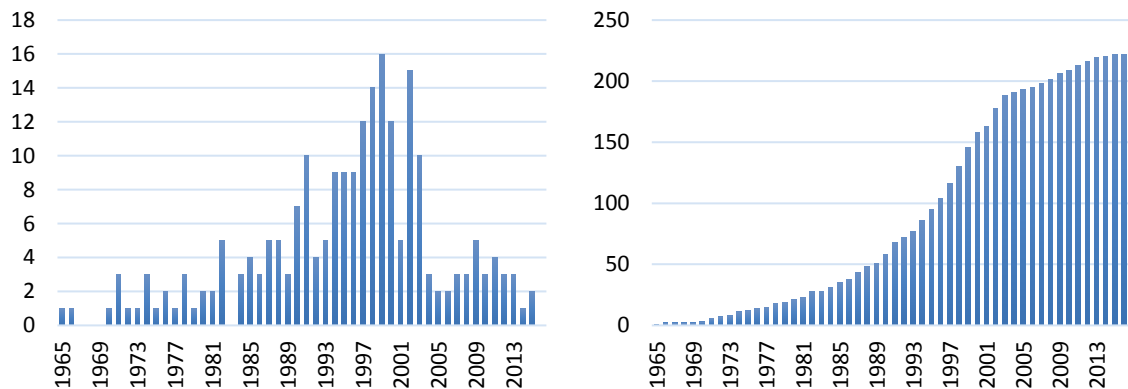
Tässä diplomityössä käsitellään ainoastaan jäähallin hallitilaa ja sen energia-, laite- ja rakennusteknistä toimintaa. Jäähallien tilajaot vaihtelevat suuresti etenkin oheistilojen laajuuden osalta. Osassa halleista on hallitilan lisäksi ainoastaan välttämättömimmät oheistilat, kuten muutama pukuhuone ja pieni kahvio, kun osassa halleista oheistiloihin saattaa kuulua kaikkea kuntosalista keilailuratoihin. Nämä oheistilat vaikuttavat jäähallin toimintaan ja energiankulutukseen rakennuskokonaisuutena, mutta eivät tiloina poikkea normaaleista sisätiloista, toisin kuin puolilämmin hallitila. Rajausta tukee myös se tosiasia, että kahden toisistaan reilustikin poikkeavan jäähallin hallitilat ovat yleensä kooltaan ja ominaisuuksiltaan hyvin toisiinsa verrannollisia, johtuen standardisoidusta jääradan kokovaatimuksesta. Yleensä puolilämmin hallitila toimii myös omana ilmanvaihto-osastonaan, mikä osaltaan tukee päätöstä tutkia sitä omana kokonaisuutenaan. Lisäksi valtaosa jäähallien toimintaan liittyvistä ongelmista ovat hallitilassa, ja hallitila on vastuussa suurimmasta osasta koko jäähallin energiankulutusta.

## 2 Jäähallit rakennus- ja laiteteknisinä kokonaisuuksina

### 2.1 Yleistä jäähalleista

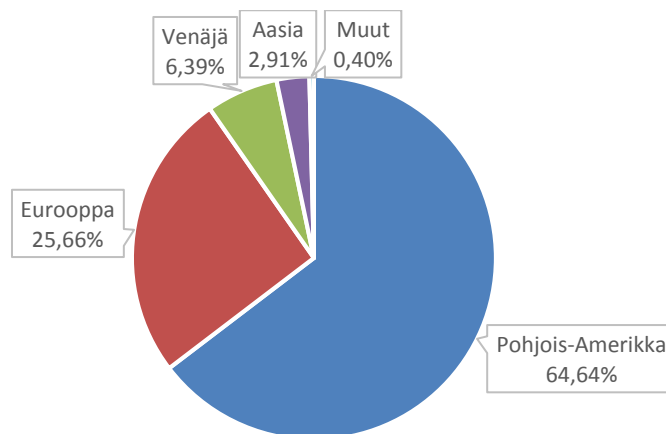
#### 2.1.1 Jäähallit Suomessa ja maailmalla

Suomessa on 224 jäähallia, joissa on yhteensä 260 jäärataa (Jyväskylän yliopisto 2016, IIHF 2015). Suomen ensimmäinen jäähalli on rakennettu vuonna 1965, kun keskimääräinen käyttöönotto vuosi on 1995. Kuvassa 1 on esitetty Suomeen rakennettujen jäähallien määrä rakennusvuosittain ja jäähallien kokonaismäärän kasvu. Jäähallien määrän kasvu oli nopeimmillaan 1990- ja 2000-lukujen taitteessa. Vuosittaiset rakennusmäärät ovat sittemmin taantuneet huippuvuosia edeltäneelle tasolle. Yleensä jäähallin omistaa kunta tai yritys, kun muutamilla omistajana on rekisteröity yhdistys tai säätiö.



Kuva 1. Suomeen rakennettujen jäähallien määrät rakennusvuoden perusteella (vasemmalla) sekä jäähallien kokonaismäärän kasvu (oikealla). (Jyväskylän yliopisto 2016)

Maailmalla on yhteensä noin 7000 sisäjäärataa. Varsinaisten jäähallien määrä on hieman tätä pienempi, sillä osassa jäähalleista on useampi jäärata. Jäähallien maanosittainen jakauma on esitetty kuvassa 2. Valtaosa maailman jäähalleista sijaitsee Pohjois-Amerikassa, Euroopan ja Venäjän osuuksien ollessa myös merkittäviä. Huomionarvoista kuitenkin on, että jäähalleja sijaitsee jokaisessa maanosassa. Afrikan, Etelä-Amerikan ja Oseanian tapauksissa puhutaan toki vain yksittäisistä kappaleista, sillä näiden maanosien yhteenlaskettu jäähallien määrä on IIHF:n vuoden 2015 selvityksen mukaan 28. (IIHF 2015)



Kuva 2. Jäähallien jakauma maanosittain. (IIHF 2015)

### 2.1.2 Jäähallit rakennuskokonaisuuksina

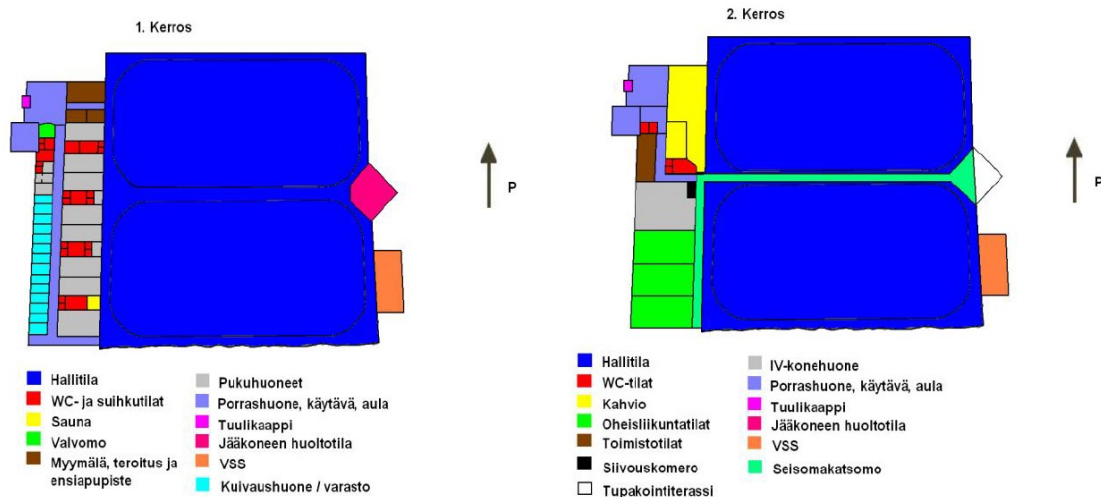
Rakennuksina jäähallit poikkeavat paitsi normaaleista asuinrakennuksista myös muista liikuntahalleista merkittävästi. Yhtäläisyytenä muihin liikuntahalleihin on lähinnä hallitilan suuri tilavuus, mikä aiheuttaa omat haasteensa esimerkiksi tarpeenmukaiselle ilmanvaihdolle. Jäähallin tilajako hallitilan lisäksi riippuu sen käyttötarkoituksesta. Mikäli jäähallissa on tarkoitus harrastaa virallista kilpailutoimintaa, on IIHF asettanut vähimmäisvaatimuksen tilajaolle. Jäähallissa tulisi olla

- vähintään yksi jäärata, kooltaan 30 m × 60 m, ympäröity kaukalolla ja lasisuojailla ja vähintään 1,5 m tilaa kaukalon ulkopuolella
- neljä pukuhuonetta WC- ja suihkutiloineen sekä säilytyslokeroita henkilökohtaisille tavaroille
- kaksi valmennushuonetta
- pää- ja linjatuomareiden pukuhuone WC- ja suihkutiloineen
- kaksi kuivaushuonetta
- sisäänkäyntiaula, lipunmyynti
- ensiapuhuone
- välineiden huoltotila
- varasto, mukaan lukien jäänhoitokoneen säilytystila
- tekninen tila
- toimisto
- katsomo vähintään 500 henkilölle
- yleiset WC:t
- kahvio tai pieni ravintola. (IIHF 2010)

IIHF:n tilajako-ohjeistusta noudattamalla on jäähallin pinta-ala vähintään 3700 m<sup>2</sup>. Mikäli IIHF:n vaatimuksia ei syystä tai toisesta tarvitse täyttää, tulee tilasuunnittelu tehdä suunnitellun käyttötarkoituksen mukaan. Lähtökohtana on toimivuus, sisäinen liikenne, käytännöllisyys, helppohoitoisuus ja kestävyys. Tyypillisen, tässä tapauksessa kaksirataisen harjoitusjäähallin tilojen käyttötarkoituksen perusteella tehty tilajako on esitetty kuvassa 3. Huomioitavaa on, että hallitila suunnitellaan puolilämpimänä tilana, kun kaikki muut oleskelutilat ovat normaalilämpöisiä. Tämä aiheuttaa omat vaatimuksensa esimerkiksi hallitilan ja muiden tilojen välisten seinien lämmöneristävyydelle. Lisäksi puolilämpimän ja lämpimän osan tulisi aina olla oma ilmanvaihto-osastonsa. Hallitilan suunnittelussa on myös huomioitava, onko jäähallia tarkoitus käyttää varsinaisen jääurheilun lisäksi muihin tilaisuuksiin, kuten kokouksiin, konsertteihin tai messuihin. (OPM 2007)

Jyväskylän yliopiston ylläpitämä Suomen liikuntapaikkojen LIPAS-tietopankki luokittelee jäähallit erikseen kilpa- ja harjoitusjäähalleiksi siten, että harjoitusjäähalliksi luetaan jäähallit, joissa ei ole erikseen katsomoa. Tämän jaottelun perusteella Suomessa on 142 kilpajäähallia ja 82 harjoitusjäähallia. Jäähallit voidaan jakaa myös suurhalleihin, kilpailuhalleihin, pieniin kilpailuhalleihin ja harjoitushalleihin (OPM 1999). Näiden keskimääräiset pinta-alat ja tilavuudet on esitetty taulukossa 1, pois lukien suurhallit, jotka ovat yksittäistapauksia ja poikkeavat mitoiltaan toisistaan reilusti.





Kuva 3. Tyypillisen kaksikerroksisen, kaksirataisen harjoitusjäähallin tilajako käyttötarkoituksen perusteella. (Räikkönen 2012)

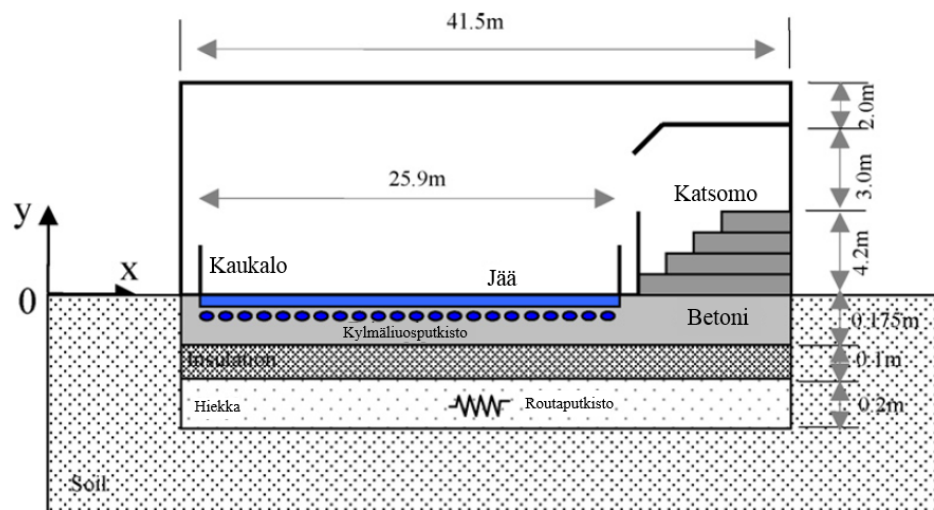
Taulukko 1. Jäähallityyppien keskimääräiset pinta-alat ja tilavuudet. (OPM 2007)

Hallityyppi	Pinta-ala [m <sup>2</sup> ]	Tilavuus [m <sup>3</sup> ]
Kilpailuhalli	4200	37800
Pieni kilpailuhalli	2900	24100
Harjoitushalli	2700	21700

Jäähallin hallitilassa toiminnan lähtökohtana on jääurheilulle suotuisten olosuhteiden ylläpito. Siellä sijaitseva jäärata on yleensä mitoiltaan 26...30 m × 56...60 m, tehden sen pinta-alasta noin 1456...1800 m<sup>2</sup> (OPM 2007). Jääradan pinnan lämpötilalle optimaalinen arvo on -3...-5 °C, kun ilman lämpötila 1,5 metrin korkeudella jään pinnasta tulisi olla +2...+6 °C, taitoluistelukilpailun tapauksessa jopa +12 °C (OPM 1999). Jään pinnan ja ilman lämpötilojen välinen erotus aiheuttaa jatkuvan samanaikaisen tarpeen jään jäähdytykselle ja ilman lämmitykselle. Hallitilassa ylläpidettävä viileä lämpötila ja jääradan rakenteita jäähdyttävä vaikutus tekevät hallitilan kosteudenhallinnasta haastavaa. Toisaalta jään lämpötilasta vastuussa oleva kylmäkoneisto sekä ilmanvaihtokoneiston yhteydessä olevat kuivaus- ja lämmityspatterit kuluttavat suuria määriä energiaa, asettaen omat haasteensa myös energiankulutuksen hallintaan.

Hallitilan käyttötarkoituksen vaatima vähimmäiskorkeus valaisimiin on 5 metriä. Vaatimus kasvattaa hallin korkeutta ja tilavuutta. Ilmanvaihtosuunnittelun kannalta jäähalli edustaa vaativaa suunnittelukohdetta, koska jäähalleissa on vierekkäin lämpimiä ja puolilämpimiä tiloja. Vaativuuteen vaikuttavat myös suuri vapaa korkeus ja hallitilan suuret yhtenäiset lattiatpinta-alat. (OPM 2007)

Kuvassa 4 on esitetty tyypillisen hallitilan poikkileikkaus sillä erotuksella, että katsomot ovat yleensä avoimia. Esimerkissä jäärata on 0,175 metriä paksun betonilaatan päällä, jota viilennetään kylmäliuosputkistolla jääradan alapuolelta. Betonilaatta lepää lämpöeristekerroksen päällä. Lämpöeristeen alapuolista maakerrosta lämmitetään tarpeen mukaan routaputkistolla. Rakenne katsomon yllä on ylimääräisiä radiaattorilämmittimiä varten, mikäli katsomoaluetta halutaan lämmittää muuta hallitilaa lämpimämmäksi. Vastaava onnistuu myös katsomoon suunnatuilla tuloilmaputkilla, jos lämmitys on toteutettu kauttaaltaan ilmalämmityksenä.

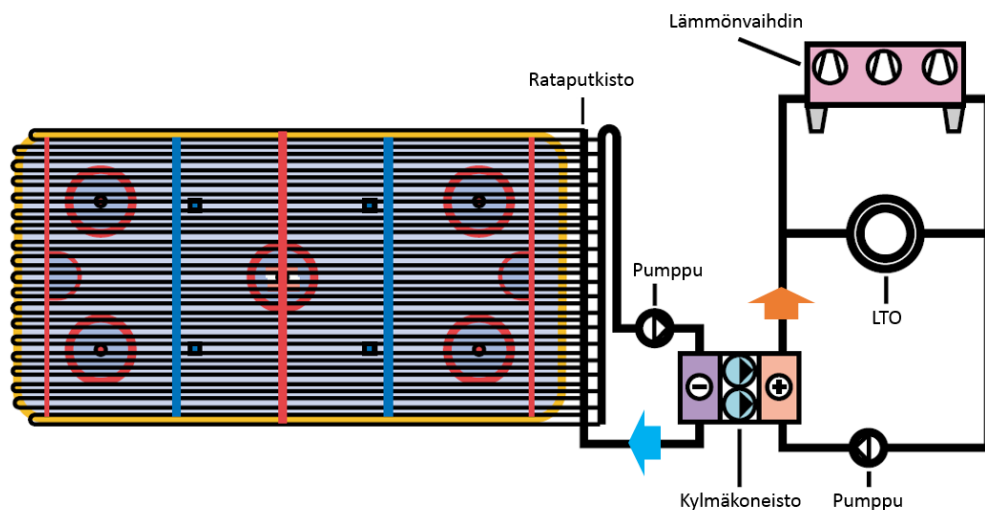


Kuva 4. Poikkileikkaus tyypillisestä hallitilasta (ei mittakaavassa). Muokattu lähteestä (Seghouani et al. 2009).

## 2.1.3 Laitteistokuvaukset

### 2.1.3.1 Kylmälaitteisto

Kylmälaitteiston on useasti kuvailtu olevan jäähallin sydän. Sen tarkoituksena on jääradan lämpötilan ylläpito siten, että jään laatu on moitteeton. Kylmälaitteistoon kuuluvat kylmäkone, siirtoputkisto, rata-alueen putkisto sekä vaadittavat apulaitteet. Prosessin sivutuotteena syntyy lauhdelämpöä, jota voidaan hyödyntää jäähallin tai muiden lähistöllä olevien kohteiden lämmitystarpeissa. Kylmälaitteiston toiminta on esitetty periaatetasolla kuvassa 5.



Kuva 5. Periaatekuva jäähallin kylmälaitteiston toiminnasta. Muokattu lähteestä (IIHF 2010).

Itse kylmäkoneistossa suositellaan käytettäväksi vähintään kahta kompressoria rinnakkain, jotta käyttövarmuus paranee. Kompressorien tulisi olla malliltaan samanlaisia, jolloin niihin voidaan käyttää samoja huolto- ja varaosia. Jäähdytystehontarpeen mitoituksessa on huomioitava seuraavat tekijät:

- jään ylläpito ja hoito, erityisesti jään tekeminen
- maan lämpökuorma
- kylmäliuoksen pumppauksen lämpökuorma
- jäähdytysputkiston rata-alueen ulkopuolinen lämpökuorma
- jään käyttäjien lämpökuorma
- kenttäalueen ilmasto; lämpötila ja suhteellinen kosteus
- hallin vaipan lämpösäteily
- valaistuksen lämpösäteily. (OPM 2007)

Täysikokoisen jääradan omaavan harjoitushallin tapauksessa on kylmätehovaatimus luokkaa 300...350 kW. Mitoitus tehdään yleensä sillä vaatimuksella, että uuden jään tekeminen onnistuu ennalta määritellyssä ajassa. Normaalisti tämä aika on 48 tuntia. Lisäksi on huomioitava, että jäänhoitokoneen jälle levittämän veden on jäädyttävä ja jääradan pinnan on saavutettava tavoitearvonsa yhden erätauon aikana. (IIHF 2010, OPM 2007)

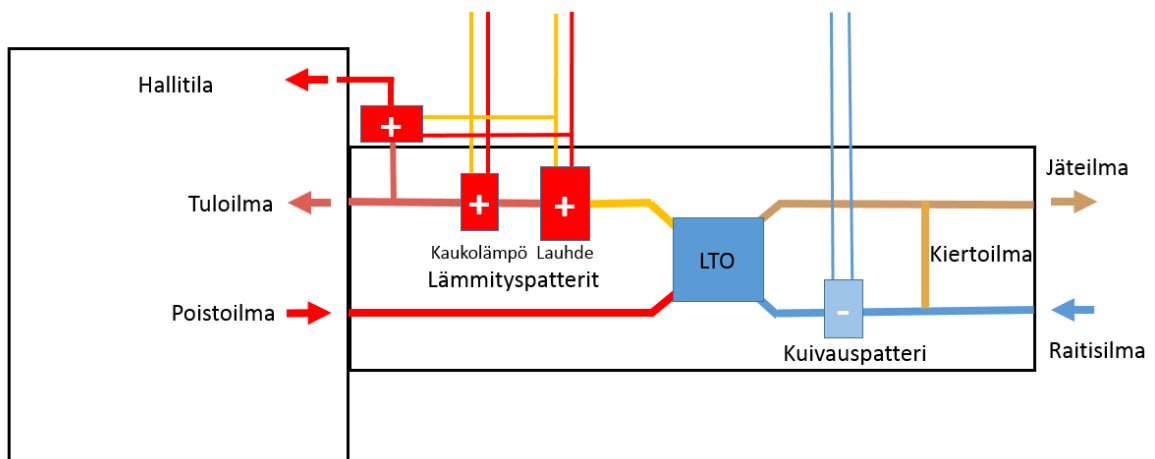
Merkittävin kylmäkoneiston mitoitukseen ja sähkönkulutukseen vaikuttava tekijä on sen kylmäkerroin eli COP (coefficient of performance). COP on kylmäkoneistosta saatava kylmäteho suhteessa sen vaatimaan sähkötehoon. Jos jäähallin kylmätehovaatimus on 300 kW, ja sen kylmäkoneiston COP on kaksi, vaatii kylmäkoneisto 150 kW:n sähkötehon tuottaakseen vaaditun kylmätehon. COP:iin vaikuttaa käytetty kylmäaine sekä kylmäaineen höyrystys- ja lauhdutuslämpötilat. Hyvänä COP-arvona jäähallien kylmälaitteistolle voidaan pitää arvoa kolme (Laitinen et al. 2010). COP voidaan selvittää mittaamalla jäähän kohdistuva lämpökuorma, ja vertaamalla sitä koneiston sähkönkulutukseen. Mikäli kylmäkoneiston COP jää tavoitearvosta tulee syy tälle selvittää ja korjata, tai harkita laitteiston uusimista huomioiden saavutettavat säästöt energiakuluissa.

Kylmälaitteistoja on käytössä kahta eri tyyppiä: suora- ja välillinen järjestelmä. Suora- ja välillisen järjestelmässä kylmäkoneiston kylmäaine kiertää suoraan rataputkistossa. Järjestelmän etuina on energiatehokkuus ja yleinen yksinkertaisuus, mutta suuren kylmäainetarpeen takia osa kylmäaineista on kiellettyjä mahdollisten vuotojen aiheuttaessa ympäristöhaittoja. Lisäksi suora- ja välillisen järjestelmän on aina suunniteltava kohdetta varten ja sen asennus on hankalaa ja kallista. Välillisessä järjestelmässä kylmäkoneiston kylmäaine luovuttaa lämmönsiirtimessä kylmäenergiansa rataputkistossa kiertävään kylmäliuokseen. Energiatehokkuudeltaan järjestelmä ei yllä suora- ja välillisen järjestelmän tasolle, mutta kylmäkoneiston ei tarvitse olla kohdetta varten suunniteltu, ja kylmäainetarpeen ollessa pienempää on kaikkien ympäristöhyväksytyjen kylmäaineiden käyttö sallittua. Lisäksi välillisessä järjestelmässä säätömahdollisuudet esimerkiksi lauhdelämmön suhteen ovat paremmat. (IIHF 2010, OPM 2007)

Kylmäkoneisto tuottaa merkittävän määrän hyödynnettävissä olevaa lauhdelämpöä. Lauhdelämmön määrää vastaa suurin piirtein kylmäkoneistoon syötetyn sähkötehon ja sen tuottaman kylmäenergian summaa. Lauhdelämpö on suurimmaksi osaksi matalalämpöistä, noin 30 °C, mikä osaltaan rajoittaa sen käyttömahdollisuuksia. Sellaisenaan lauhdelämpö soveltuu esimerkiksi ilmanvaihdon ilmalämmitykseen tai vesikiertoisien lattialämmityksen veden lämmitykseen. Usein myös routaputkiston lämpötilaa pidetään yllä lauhdelämmön avulla, eikä jäänajokoneen jäänajoveden tai muun lämpimän käyttöveden lämmitys tai esilämmitys lauhdelämmöllä ole mahdotonta. Mikäli lauhdelämmön matalalämpöisyys on huomioitu kokonaisvaltaisesti jäähallin teknisessä toteutuksessa, voidaan se hyödyntää 100 %:sti ja täten merkittävästi parantaa hallin energiatehokkuutta. (IIHF 2010, OPM 2007)

### 2.1.3.2 Ilmanvaihto

Ilmanvaihto jäähalleissa on vastuussa sisäilman laadun ylläpidosta. Käytännössä tämä tarkoittaa riittävää raitisilman ohjausta oleskelutilaan, jotta hallitilassa harrastettavasta toiminnasta aiheutuvat sisäilman epäpuhtauspitoisuudet saadaan pidettyä sallituilla tasoilla. Tämän lisäksi jäähallit ovat yleensä ilmalämmitteisiä, eli myös tilojen lämmitys on yhdistetty ilmanvaihtoon. Hallitilan matalan sisälämpötilan johdosta tuloilmaa on suuri osa käyttökaudesta myös kuivatettava, jottei sisäilman kosteuspitoisuus nouse haitalliselle tasolle. Hallitilan ilmanvaihdon toimintaperiaate on esitetty kuvassa 6. Ilmanvaihtokoneita on yleensä useampia siten, että puolilämmin hallitila on oma ilmanvaihto-osastonsa. Muiden lämpimien tilojen ilmanvaihto toteutetaan yhdellä tai useammalla ilmanvaihtokoneistolla erikseen.



Kuva 6. Jäähallin ilmanvaihtokaavio periaatetasolla. Hallikohtainen rakenne saattaa poiketa esimerkiksi huomattavastikin.

Kuvan 6 esimerkissä raitisilma ja siihen mahdollisesti sekoittuva kiertoilma kuivatetaan kondenssikuivaimella, jolloin sen lämpötila laskee sallittua tuloilman kosteussisältöä vastaavaan kondensaatiolämpötilaan. Tällöin raitisilman ylimääräinen kosteus tiivistyy kuivaimeen. Kondenssikuivain voi hyödyntää jääradan kylmäkoneiston kylmäenergiaa. Kondenssikuivaimen ohella yleisessä käytössä on myös sorptiokuivain, joka tarvitsee kuivatusprosessiin lämpöenergiaa. Sorptiokuivain voi hyödyntää kylmäkoneiston lauhdelämpöä esilämmitykseen. Kuivainten toimintaperiaatteet on esitetty tarkemmin seuraavassa osiossa.

Kondenssikuivaimen tapauksessa kuivauspatterin jälkeinen tuloilma on kylmää ja kosteussisällöltään riittävän matalaa. Tämän jälkeen ilmaa lämmitetään poistoilman LTO:lla, sekä tarpeen mukaan lisälämmityspattereilla. Kuvassa on esitetty suositeltava ratkaisu, jossa LTO:n jälkeen ensimmäinen lämmityspatterit käyttää lämmitysenergiana kylmäkoneiston tuottamaa lauhdelämpöä. Tällöin toista, kaukolämpöverkkoon kytkettyä patteria voidaan käyttää tarpeen mukaan, mikäli lauhdesta saatava lämpö ei kata koko lämmitystarvetta. Lämmityksen jälkeen tuloilma ohjataan hallitilaan. Joissain tapauksissa esimerkiksi katso-moalueelle puhalletaan jälkilämmitettyä, normaalia tuloilmaa lämpimämpää ilmaa. Poistoilma ohjautuu LTO:n kautta olosuhteiden salliessa kiertoilmakanavaan, tai vaihtoehtoisesti jäteilmaksi takaisin ulos. Käytössä olevat LTO-laitetyypit on esitelty seuraavassa osiossa.

Hallitilan suuren tilavuuden takia ovat myös liikuteltavat ilmamäärät suuria. Jäähallien, kuten muidenkin liikuntahallien tapauksessa, energiatehokas ilmanvaihto perustuu tarpeenmu-

kaisen ilmanvaihdon hyödyntämiseen (OPM 2007). Jäähalleissa tulo- tai raitisilman mitoitussilmamääränä pidetään  $8 \pm 4 \text{ m}^3/\text{s}$ , mutta yleensä pääkäyttö ei vaadi näin suuria ilmamääriä. Ohjaamalla tulo- ja poistoilmapuhaltimien puhallusteho hallitilan todellisten ilmanlaatu-kriteerien, kuten lämpötilan, suhteellisen kosteuden tai epäpuhtaustasojen perusteella, voidaan niiden sähkönkulutuksessa säästää merkittävä määrä energiaa.

Ilmanvaihdon ohjauksen mitoittavia sisäilman suureita voivat olla lämpötila, suhteellinen kosteus, hiilidioksidipitoisuus ( $\text{CO}_2$ ) ja muut epäpuhtauspitoisuudet, kuten hiilimonoksidi ( $\text{CO}$ ) tai typpidioksidipitoisuudet ( $\text{NO}_2$ ). Näiden perusteella voidaan älykkäästi ja reaaliajassa ohjata epäpuhtauksiin ja joissain tilanteissa suhteelliseen kosteuteen vaikuttavaa raitisilmavirtaa, tai toisaalta olosuhteiden salliessa kasvattaa lämmitystarvetta pienentävää kiertoilmavirtaa. Järjestelmään on kuitenkin aina suhtauduttava kokonaisuutena ottaen huomioon yksittäisen komponentin säädön vaikutuksen muiden komponenttien toimintaan.

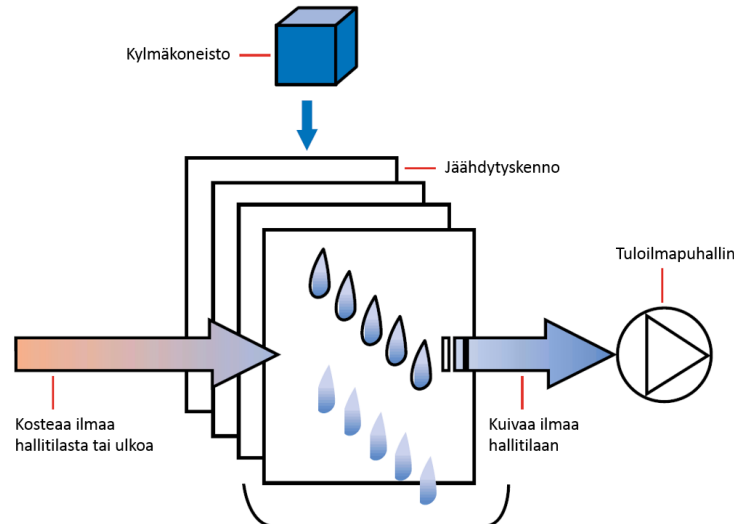
### **2.1.3.3 Ilman kuivatus**

Hallitilan ilman kuivatus on suuren osan käyttökaudesta ratkaisevan tärkeässä asemassa tehokkaan energia- ja kosteusteknisen toiminnan kannalta. Ulkoilman absoluuttisen kosteuspitoisuuden ollessa hallitilan ilman kosteuspitoisuutta suurempi, tai mikäli olosuhteet sallivat kiertoilmakäytön, tulee hallitilan tuloilmasta poistaa ylimääräinen kosteus. Käytännössä tilanne esiintyy, kun ulkoilman lämpötila on hallitilan lämpötilaa korkeampi, tai kun hallitilan ilmaa kierrätetään. Hallitilassa vallitseva keskimääräinen lämpötila on yleensä välillä  $+2 \dots +10 \text{ }^\circ\text{C}$ , ja osa rakenteista saattaa jäähtyä jääradan säteilyvaikutuksesta jopa tätä alhaisempiin lämpötiloihin. Matalalämpöisellä ilmalla on matala kosteuskapasiteetti, minkä johdosta ilman suhteellinen kosteus pääsee nousemaan korkeaksi.

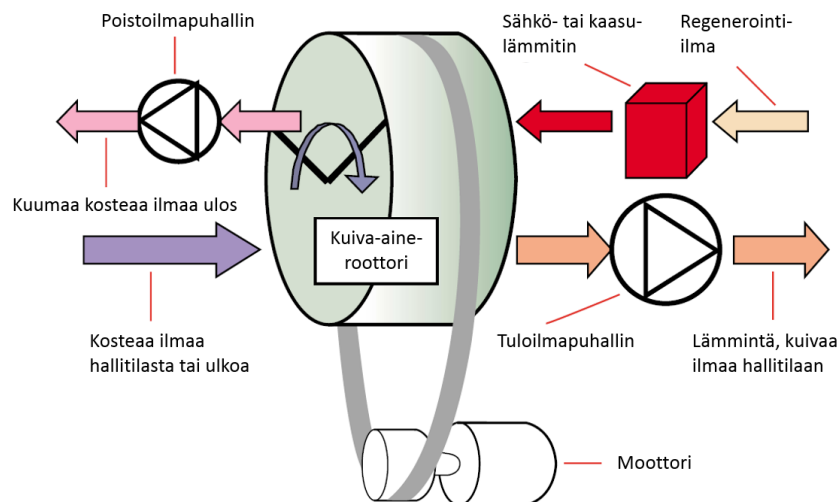
Jäähalleissa ilmaa voidaan kuivattaa kahdella eri periaatteella toimivalla ilmankuivaimella. Näistä yleisempi, yleensä ilmanvaihdon yhteydessä oleva kondenssikuivain vaatii toimiakseen kylmäenergiaa, mikä jäähallien tapauksessa on kylmäenergian ollessa hyvin saatavilla luontainen ratkaisu. Kondenssikuivaimen toimintaperiaate on esitetty kuvassa 7. Kuivaimen jäähdytyskennot viilennetään riittävän alhaiseen lämpötilaan, jolloin hallitilasta tai ulkoa tuleva kostea ilma jäähtyy. Jäähdytymisen seurauksena ilma saavuttaa kastepisteensä, ja kosteutta alkaa tiivistyä jäähdytyskennon pinnalle. Jäähdytyskennojen lämpötila voidaan säätää siten, että ne viilentävät kyseisellä ilmavirralla patterin ohittavan ilmamäärän siihen lämpötilaan, jossa hallitilaan ei voi kulkeutua ylimääräistä kosteutta. Ilmasta tiivistynyt kosteus ohjataan viemäriin. Mikäli kondenssikuivaimen kuivauskapasiteetti on alimitoitettu, voi suurilla kuivaustarpeilla tapahtua kondenssiveden jäätymistä patteriin, jolloin kuivain joudutaan kytkemään pois käytöstä ja sulattamaan. Ilmanvaihdon kondenssikuivain voidaan liittää jääradan rataputkiston kanssa samaan kylmäkiertoon siten, että rataputkistosta palaava kylmäliuos kiertää tarvittaessa kondenssikuivainpatterin kautta ennen paluuta kompresso-reille.

Kondenssikuivaimen ohella yleisesti käytössä on myös sorptiokuivain, jonka toimintaperiaate on esitetty kuvassa 8. Sorptiokuivain perustuu hitaasti pyörivään, hyvällä kosteuden absorptio-ominaisuudella varustetulla kuiva-aineella täytettyyn roottoriin. Roottorin läpi ohjataan hallitilasta tai ulkoa tulevaa kostea ilmaa, jonka sisältämästä kosteudesta suuri osa imeytyy roottorin kuiva-aineeseen. Samaan aikaan kuivain lämmittää toissijaista, regenerointi-ilmaksi kutsuttua ilmavirtaa hyvin korkeaan lämpötilaan, joka myös ohjataan roottorin läpi. Kuiva-aineeseen imeytynyt kosteus sitoutuu regenerointi-ilmaan, joka ohjataan ulos. Sorptiokuivaimella voidaan saavuttaa korkea kuivausteho, mutta se myös kuluttaa

melko suuria määriä energiaa regenerointi-ilman lämmitykseen. Osa vaadittavasta lämmitystehosta voidaan kattaa kylmäkoneiston lauhdelämmöllä. Sorptiokuivain voidaan asentaa osaksi ilmanvaihtokoneistoa, mutta se toimii myös erikseen, esimerkiksi jälkikäteisen korjaustoimenpiteenä asennettuna. Erillinen asennus mahdollistaa myös ilman kuivatuksen riippumatta muusta ilmanvaihdon tarpeesta, koska kuivainta ja ilmanvaihtoa voidaan ajaa erikseen toisistaan riippumatta.



Kuva 7. Kondenssikuivaimen toimintaperiaate. Muokattu lähteestä (IIHF 2010).



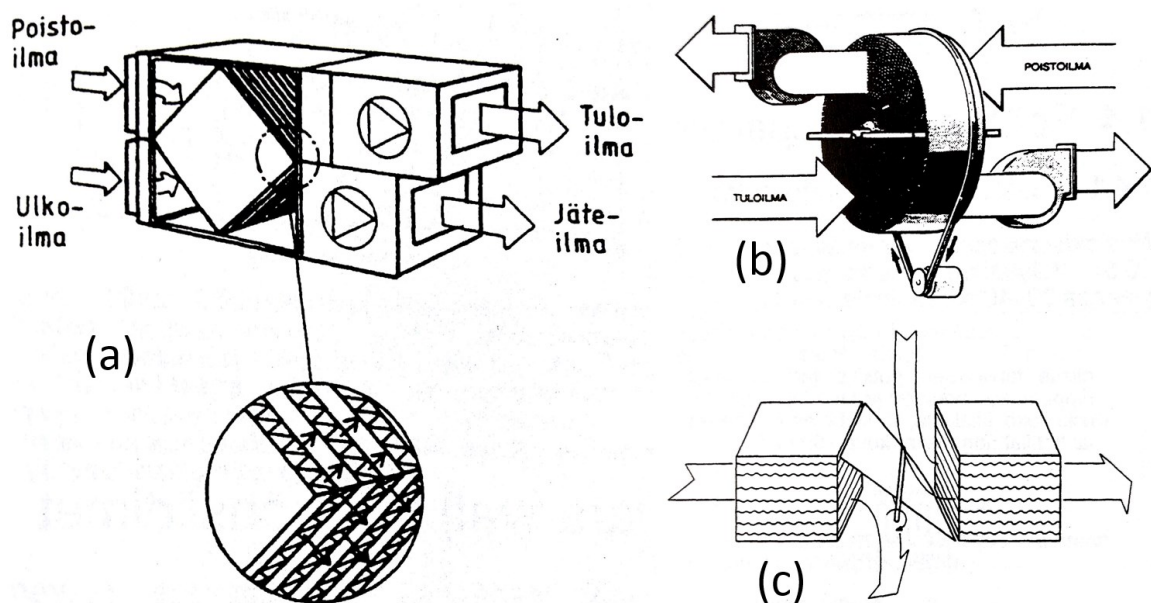
Kuva 8. Sorptiokuivaimen toimintaperiaate. Muokattu lähteestä (IIHF 2010).

#### 2.1.3.4 Poistoilman LTO-laitetyypit

Poistoilmasta voidaan ottaa talteen lämpöenergiaa LTO-laitteella, joka yleensä siirtää talteen ottamansa lämpöenergian takaisin tuloilmaan. LTO-laite voi toimia kahdella eri periaatteella: rekuperatiivisesti tai regeneratiivisesti. Rekuperatiivisessa lämmönsiirtimessä poistoilma luovuttaa lämpöenergiansa tuloilmaan suoraan varastoimatta sitä välillisesti mihinkään. Rekuperatiivinen järjestelmä esiintyy usein ristivirtaisen LTO:n muodossa, jossa tulo- ja poistoilmat virtaavat nimensä mukaisesti ristiin. Toimintaperiaate on havainnollistettu kuvassa 9. Järjestelmä on yksinkertainen ja varmatoiminen, eikä kosteutta tai epäpuhtauksia

pääse siirtymään ilmavirtojen välillä. Hyötysuhteeltaan ristivirta-LTO jää regeneratiivisista malleista. (Seppänen 1996)

Regeneratiivisessa järjestelmässä poistoilman lämpöenergia varastoidaan johonkin väliaineeseen, joka lämmentyään luovuttaa lämpöenergiansa tuloilmaan. Väliaineena voi toimia samanaikaisesti tulo- ja poistoilmaan kosketuksissa oleva pyörivä kiekko, tai vaihtoehtoisesti poistoilma voidaan ohjata lämpöä varastoivan kennoston läpi. Jälkimmäisessä tulo- ja poistoilmojen virtauksia vaihdetaan kennoston lämmentyä riittävästi, jolloin kylmä raitisilma esilämmitetään poistoilman lämmittämässä kennostossa. Tällöin kyseessä on kääntöpeltityyppinen LTO-laite. Kummankin regeneratiivisen LTO-laitteen toimintaperiaatteet on havainnollistettu kuvassa 9. Regeneratiiviset LTO:t ovat hyötysuhteeltaan rekuperatiivisia parempia, mutta eivät sovellu kaikissa tapauksissa käytettäväksi, sillä kosteuden tai muiden epäpuhtauksien siirtymistä ilmavirtojen välillä ei voida aina välttää. (Seppänen 1996)



Kuva 9. LTO-laitetyyppejä. (a) Rekuperatiivinen ristivirta-LTO; (b) pyörivä regeneratiivinen LTO; (c) virtausta vaihtava regeneratiivinen kääntöpelti-LTO. Muokattu lähteestä (Seppänen 1996).

### 2.1.3.5 Muut sähkölaitteet

Kylmälaitteiston ja ilmanvaihtokoneiston lisäksi jäähalleissa sähköä kuluttavia laitteita ovat hallitilan ja oheistilojen valaistukset, mahdollinen sähkökäyttöinen jäänajokone ja muut sekalaiset laitteet, kuten kahvion tai siivouksen laitteet, tulostaulut ja ulkovalaistus. Näistä etenkin valaistuksen osuus kokonaissähkökulutuksesta on merkittävä, noin 10 % (IIHF 2010). Valaistus tulisi toteuttaa riittävän säätömahdollisuuksin siten, että ylivalaistukselta vältytään. Myös energiatehokkaan LED-valaistuksen käyttö on jäähalleissa yleistynyt. Valaistuksen tarpeita tulisi selvittää hallin käyttöprofiilien mukaan. Kansainvälinen ottelu vaatii 1000 luxin, kansallinen ottelu 500 luxin ja harjoittelu 300 luxin valaistustason. Kuntoilu ja virkistystoimintaan riittää 150 luxia. Mikäli tapahtuma televisioidaan, vaaditaan 800 luxin valaistustaso. Toisaalta siivousvalaisimiksi riittävät esimerkiksi katsomoiden loistevalaisimet. (OPM 1999)

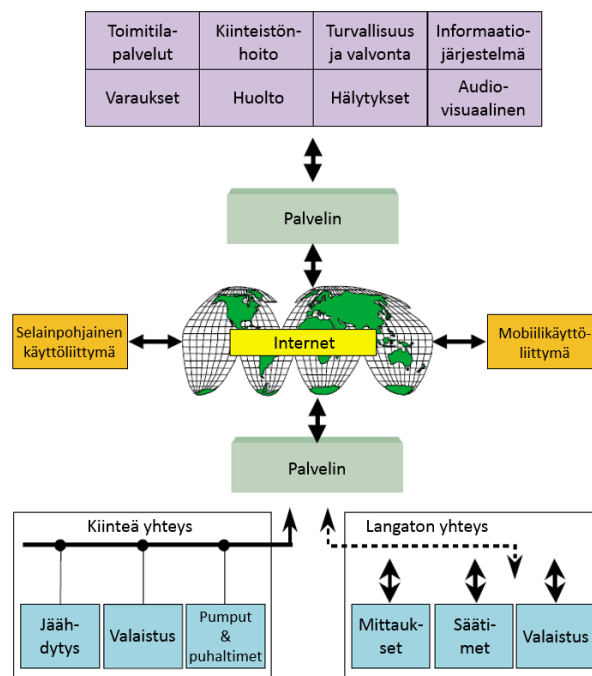


Jäänhoidosta aiheutuvat energiakustannukset vaikuttavat lähinnä jään lämpökuormaan ja sitä kautta kylmäkoneiston sähkönkulutukseen, mutta mikäli käytössä on sähkökäyttöinen jäänhoitokone, vaikuttaa jäänhoitokertojen määrä suoraan myös sen latauksen sähkönkulutukseen. Jäänhoitokertojen määrän rajoittaminen (jään laadusta tinkimättä) on muutenkin energiataloudellisesta näkökulmasta kannattavaa. Muiden sähkölaitteiden, kuten kahvion tai ravintolan keittiövarusteiden, sekä toimistojen ja yleisten tilojen laitteiden osuus sähkönkulutuksesta on noin 20 % (IIHF 2010), mutta se vaihtelee jäähallin tilajaon ja käyttöprofiilin mukaan. Tähän osuuteen voidaan vaikuttaa lähinnä käyttötottumuksia muokkaamalla.

### 2.1.3.6 Rakennusautomaatiojärjestelmä

Rakennusautomaatio- ja valvontajärjestelmän tarkoituksena on varmistaa rakenteiden ja laitteiden yhteistoiminta, selvittää toteutuvatko suunnitellut säätöarvot eri käyttötilanteissa sekä mahdollistaa huoltotarpeiden nopea havaitseminen ja tätä kautta vaurioiden ennalta ehkäisy (OPM 2007). Hyvin suunniteltu, riittävän kattava ja toimiva järjestelmä on tärkeässä roolissa etenkin jäähallien tapauksessa, sillä tarkoituksenmukaiseen toimintaan ja optimaaliseen energiatalouteen pyrittäessä on jäähallin laitteistojen toimittava kokonaisuutena.

Rakennusautomaatiojärjestelmä koostuu erilaisista säätö-, ohjaus-, valvonta-, ja hälytystoiminnoista. Esimerkinomainen rakenne on esitetty kuvassa 10. Esimerkissä rakenteista ja laitteista saatavat mittaus- ja kulutustiedot kulkeutuvat kiinteän tai langattoman yhteyden kautta palvelimelle. Sama tai erillinen palvelin on yhteydessä keskusvalvontajärjestelmään, jonka graafinen käyttöliittymä hälyttää virhetoiminnoista, ja jonka kautta voidaan laitteistoille asettaa säätöarvoja. Samaan järjestelmään voidaan syöttää myös esimerkiksi jääradan varauskalenteri, jonka perusteella valaistus- ja muuta ohjausta voidaan automatisoida. Mikäli valvontajärjestelmän ja mittaustiedot yhdistävä palvelin liitetään lisäksi internetiin, voidaan etähallintaa varten luoda selain- tai mobiilipohjainen käyttöliittymä.



Kuva 10. Jäähallin edistyneen rakennusautomaatio- ja valvontajärjestelmän rakenne. Muokattu lähteestä (IIHF 2010).



Järjestelmän avulla tulee voida riittävällä tarkkuudella ohjata ainakin kylmälaitteiston ja ilmanvaihdon toimintaa asettamalla niille tiettyjä asetusarvoja. Lisäksi järjestelmän täytyy seurata laitteistojen energiankulutuksia riittävän lyhyellä mittavälillä, jotta asetusarvojen muutosten vaikutuksesta jäähallin energiatalouteen voidaan tehdä johtopäätöksiä. Nostamalla esimerkiksi jääradan kylmäliuoksen lämpötilaa siten, että jään lämpötila nousee arvosta  $-5\text{ °C}$  arvoon  $-3\text{ °C}$ , pienenee kylmäkoneiden kompressorien sähkönkulutus, mutta toisaalta samalla pienenee niistä saatavan lauhde-energian määrä, mikä puolestaan voi kasvattaa kaukolämmön kulutusta. Vastaavanlaisia tilanteita esiintyy jäähallien tapauksessa useita, ja toiminnan optimointi energiatehokkuuden kannalta voi olla pitkäkin prosessi.

## **2.2 Jäähallin sisäilmaston hallinta ja sen energiankulutusvaikutukset**

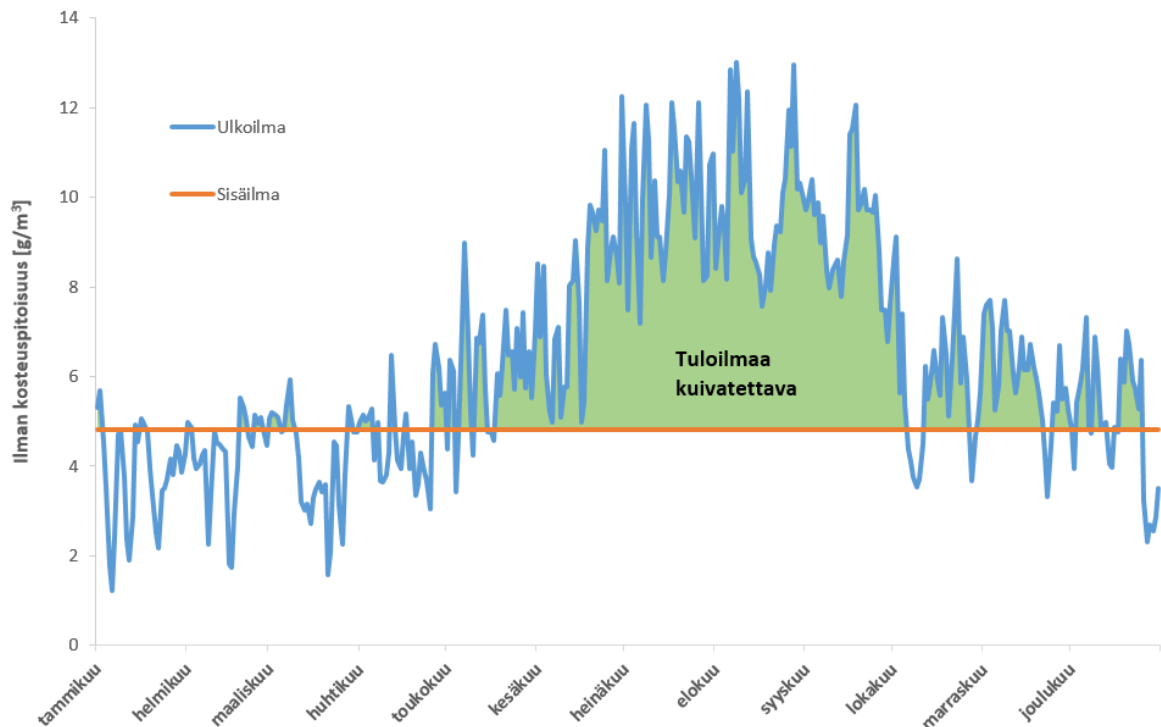
### **2.2.1 Kosteudenhallinta**

Ilman kyky sitoa itseensä kosteutta riippuu sen lämpötilasta. Mitä lämpimämpää ilma on, sitä suurempi on myös sen kosteuskapasiteetti. Jäähalleissa ylläpidetään viileää sisäilman lämpötilaa, jolloin myös sen kyky sitoa itseensä kosteutta on alhainen. Jotta ilman suhteellinen kosteus ei pääse nousemaan yli raja-arvojen, tulee kosteudenhallintaan kiinnittää erityistä huomioita. Kosteutta hallitilaan siirtyy pääasiassa ulkoilman mukana. Etenkin lämpiminä vuodenaikoina, kun ulkoilman absoluuttinen kosteuspitoisuus on usein hallitilan kosteuspitoisuutta korkeampi, aiheuttaa ulkoilman mukana viileään hallitilaan siirtyvä kosteus hallitilassa korkeita suhteellisia kosteuspitoisuuksia. Ulkoilman kosteus kulkeutuu hallitilaan pääasiassa hallitusti ilmanvaihdon mukana, mutta myös hallitsemattomasti rakennusvaipan vuotokohdista mikäli hallitila on ulkoilmaan nähden alipaineinen.

Kuivatustarpeen havainnollistamiseksi on kuvassa 11 verrattu Helsingissä vuonna 2015 mitattua ulkoilman kosteuspitoisuutta kuvitteellisen hallitilan kosteuspitoisuuteen. Hallitilan kosteuspitoisuus perustuu 70 %:n suhteelliseen kosteuteen lämpötilassa  $+5\text{ °C}$ , joita pidetään yleisinä ohjearvoina hallitilan olosuhteille (OPM 1999). Tämä vastaa vesihöyrypitoisuutena noin  $4,8\text{ g/m}^3$ . Kuvasta huomataan, että tuloilman kuivatustarvetta esiintyy etenkin kesäaikaan, mutta vaihtelevasti myös pitkälle loppuvuoteen. Ulkoilman lisäksi hallitilan kosteuskuormaa aiheuttavat siellä oleskelevat ihmiset, joiden kosteustuotto on riippuvainen näiden aktiivisuustasosta, sekä jäänhoidossa käytettävä vesi ja polttomoottorikäyttöinen jäänhoitokone.

Hallitilan tavoitelämpötila vaihtelee hieman riippuen tilanteesta, mutta suhteelliselle kosteudelle on asetettu tilanteesta riippumaton maksimi-arvo 70 %. Hallitilan lämpötila mitataan 1,5 metrin korkeudelta jään pinnasta, jolloin mitoittava sisäilman kosteuspitoisuus määräytyy tällä korkeudella olevan ilman lämpötilan perusteella. Jään pinnalle tapahtuu kosteuden tiivistymistä käytännössä aina, mutta liian suurilla sisäilman kosteuspitoisuuksilla voi myös jään säteilyvaikutuksesta viilenneiden rakenteiden pinnalla tapahtua kondensatiota, kun niitä ympäröivän ilman lämpötila laskee alle sen kastepisteen. Hallitsematon jään pintakondenssi heikentää jään laatua ja kasvattaa siihen kohdistuvaa lämpökuormaa. Lisäksi rakenteisiin tiivistynyt kosteus voi pisaroida jälle tehden siitä epätasaisen ja jopa vaarallisen. Rakenteissa kondenssi aiheuttaa biologisia tai kemiallisia rakennevaurioita. Biologisten vaurioiden edellytyksenä on ilman suhteellinen kosteus joka ylittää arvon 70 %, ja niiksi luetaan bakteerien aiheuttamat paikalliset syöpymät, home- ja sinistäjäsiemenistä aiheutuvat haju- ja väri- sekä terveydelliset haitat, sekä lahottajasiemien vaikutuksista heikenneet puun lujuusominaisuudet. Kemialliset vauriot puolestaan käynnistyvät jo, kun suhteellinen kosteus

ylittää arvon 50 %, ja niiksi luetaan ennen kaikkea metallirakenteiden korroosio-ongelmat. Tästä syystä jäähalleissa käytettävien metallirakenteiden tulee aina olla pinnoitettu korroosiosuoja-aineella ja niiden tulee täyttää ulkoilmakäytön kriteerit. (OPM 1999)

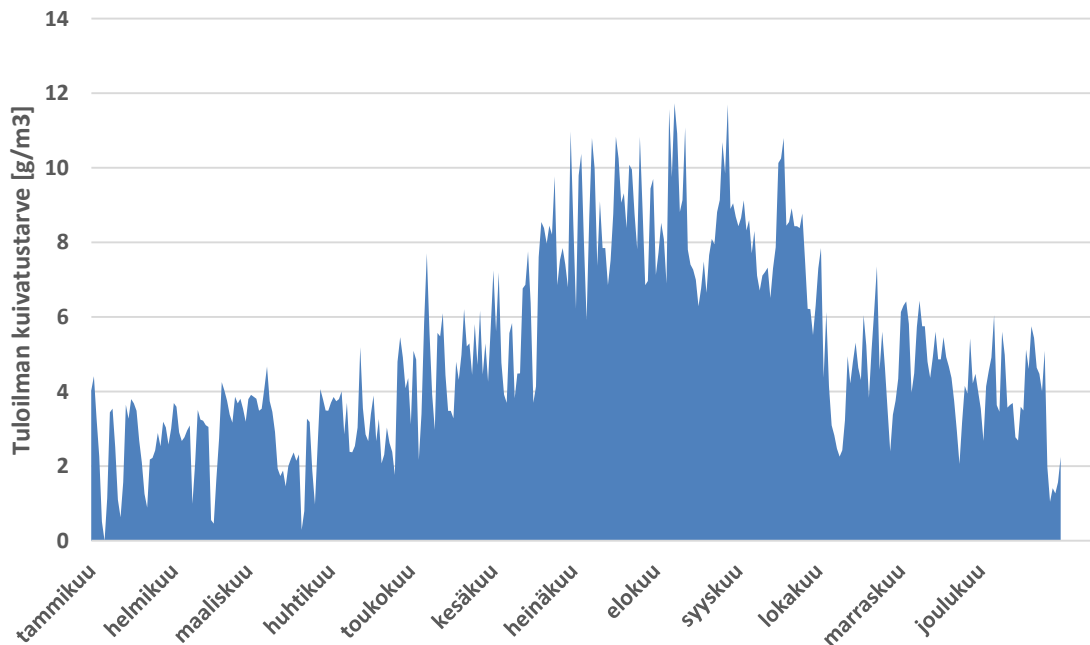


Kuva 11. Ulkoilman kosteuspitoisuus vuonna 2015 Helsingissä suhteessa kuvitteellisen jäähallin sisäilmaan, jonka lämpötila on 5 °C ja suhteellinen kosteus 70 %. (Säädäta: [www.wunderground.com](http://www.wunderground.com))

Jäähalleissa kosteusongelmia ehkäistään usein nostamalla hallitilan lämpötilaa tarpeettoman korkeaksi. Lämpimän ilman suuremman kosteuskapasiteetin ansiosta ilman suhteellinen kosteus laskee ja kosteusongelmilta vältytään. Toisaalta tarpeettoman lämmin sisäilma kasvattaa sekä ilman lämmitykseen kuluvaa energiamäärää, että jään lämpötilan ylläpitoon kuuluvan kylmäenergian tarvetta, joka tuotetaan kasvaneella kompressorien sähkönkulutuksella. Energiatohokkuuden kannalta järkevämpi vaihtoehto on ilmanvaihtokoneen varustaminen kuivauskapasiteettiltaan riittävällä tuloilman kuivatuslaitteistolla, jolla voidaan tarpeen mukaan vaikuttaa tuloilman kosteuspitoisuuteen. Ilman kuivain voidaan asentaa myös erikseen, eikä sitä tarvitse liittää osaksi ilmanvaihtoa. Kuivatuskapasiteetin mitoitus on hallikohtaista ja perustuu ulkoilman olosuhteisiin, käyttökauden pituuteen ja hallitilan kosteuslähteisiin.

Kuvassa 12 on kuvitteellisen hallin tuloilman kuivatustarve maksimikäyttöasteella vuodelta 2015 Helsingin ilmasto-olosuhteissa. Esimerkissä hallitilan tilavuus on 13 650 m<sup>3</sup>, tuloilmavirta 4 m<sup>3</sup>/s, sisäilman lämpötila 5 °C ja suhteellinen kosteus 70 %. Vuotoilman vaikutus on jätetty huomioimatta. Hallissa on 500 katsojaa ja 30 pelaajaa, joiden kosteustuotot henkilöä kohden ovat 90 g/h ja 200 g/h, tässä järjestyksessä. Raitisilmapelti on 100 %:sesti auki, kuten tämän kaltaisessa tilanteessa usein täytyykin olla, jotta sisäilman hiilidioksidi- ja muut epäpuhtaustasot saadaan pidettyä sallituissa rajoissa. Kuvasta huomataan, että suurin hetkellinen tuloilman kuivatustarve on noin 12 g/m<sup>3</sup>, ja se esiintyy muutamaan kertaan elo-syyskuu

– jaksolla. Etenkin syyskuu on ajankohtana realistinen esimerkin kuormitukselle. Huomioitavaa on myös, että kuivatustarvetta esiintyy vuoden ympäri, myös kaikkein kylmimpään aikaan. Mikäli jäähalli suunnitellaan esimerkin kaltaiselle hetkelliselle maksimikäyttöasteelle, ei ilman kuivatuslaitteistoa voida perustellusti jättää pois.

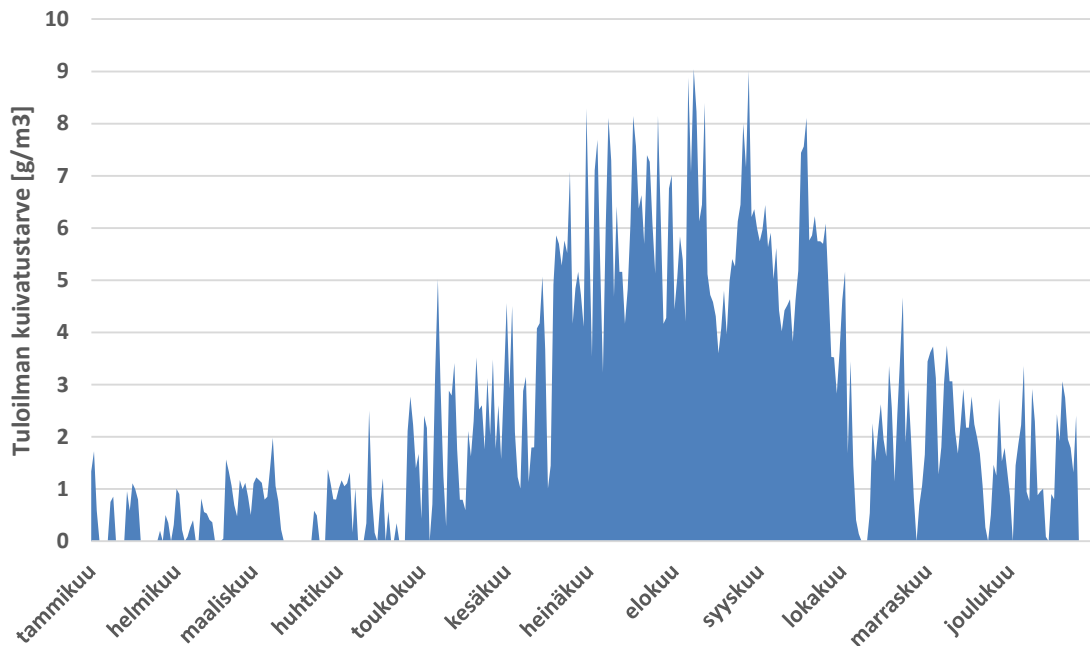


Kuva 12. Kuvitteellisen harjoitushallin tuloilman kuivatustarve maksimikäyttöasteella, kun sisäilman lämpötila on +5 °C ja suhteellinen kosteus 70 %.

Kuivatuksen tarve laskee, mikäli sisäilman lämpötilaa nostetaan arvoon +10 °C ja suurimmaksi sallituksi suhteelliseksi kosteudeksi asetetaan 80 %. Käyttöaste ja tuloilmavirta ovat kuten edellisessä esimerkissä. Käytännössä nämä sisäilman olosuhteet vastaavat useissa halleissa todellista tilannetta enemmän kuin edellisen esimerkin optimitilanne. Tuloilman kuivatustarve näillä sisäilman olosuhteilla on esitetty kuvassa 13. Käyttökauden alussa elo- ja syyskuussa on kuivatuksen tarve edelleen merkittävä, suurimmillaan noin 9 g/m<sup>3</sup>. Loppuvuodesta tarve pienenee, ja jaksolla tammikuusta toukokuuhun tarve on hyvin pientä. Vaikka kuivatuksen tarve laskee merkittävästi ja kosteusongelmien riski pienenee, tulisi lämpimämmän sisäilman aiheuttamia energiakustannuksia tutkia ennen tämän kaltaiseen ratkaisuun päättymistä.

Ilmanvaihdon mukana hallitilaan päätyvää kosteussisältöä voidaan hallita oikein mitoitetulla tuloilmankuivaimella, mutta rakennusvaipan vuotokohdista hallitilaan virtaava kosteus voi myös olla merkittävä kosteuskuorma. Vuotokohdista, joita ovat ovet, ikkunat ja muut rakenteiden epätiiveyskohdat, virtaa ilmaa ja sen mukana kosteutta joko hallitilasta ulos tai sisään sisäilman ja ulkoilman välisen paine-eron perusteella. Ongelma voidaan osittain ratkoa parantamalla rakennusvaipan ilmatiiveyttä, mutta täydellistä rakenteellista tiiveyttä ei voida käytännössä saavuttaa, ja lisäksi osa vuodoista tapahtuu aina normaalin käytön aiheuttaman liikenteen seurauksena ovista ja ikkunoista. Ongelmaa voidaan ehkäistä hallinnoimalla sisä- ja ulkoilman välistä paine-eroa siten, ettei sisäilman kosteuspitoisuus pääse nousemaan yli asetetun raja-arvon, eikä itse vaipparakenteisiin pääse tiivistymään kosteutta. Käytännössä tämä tarkoittaa, että ulkoilman ollessa sisäilmaa lämpimämpää, ja täten käytännössä kos-

teampaa, tulisi hallitilan olla ylipaineinen, ja sisäilman ollessa ulkoilmaa lämpimämpää puolestaan alipaineinen. Tällöin kosteusvirta on aina viileämmästä ilmasta lämpimämpään, eikä hallitsematonta tiivistymistä virran matkan aikana pääse tapahtumaan. Järjestely ehkäisee myös lämpimän vuodenajan korkean sisäilman suhteellisen kosteuden ongelmia, sillä mikäli hallitila pidetään lämpimään aikaan ylipaineisena, ei kostea ulkoilma pääse hallitsemattomasti virtaamaan vuotokohdista hallitilaan. Hallitilan painesuhteita ohjataan säätämällä tulo- ja poistoilmapuhaltimien tilavuusvirtoja. (Räikkönen 2012)



Kuva 13. Kuvitteellisen harjoitushallin tuloilman kuivatustarve maksimikäyttöasteella, kun sisäilman lämpötila on +10 °C ja suhteellinen kosteus 80 %.

Hallitilan kosteudenhallinnalla on suuri vaikutus tilan viihtyvyyteen ja ennen kaikkea rakennetekniseen toimintaan, mutta myös jäähän aiheutuvaan lämpökuormaan ja siten koko hallin energiatalouteen. Tuloilman kuivain vaatii toimiakseen sorptiokuivaimen tapauksessa lämpö- ja/tai sähköenergiaa, ja kondenssikuivaimen tapauksessa vastaavasti kylmäenergiaa. Kumpakin energiamuoto on jäähallissa saatavilla ilman erillistä laitteistoa. Sorptiokuivain voi saada osan vaatimastaan lämpöenergiasta kylmäkoneiston lauhdelämmöstä, kun kondenssikuivain puolestaan voidaan liittää jääradan kanssa samaan kylmäkiertoon. Ilmankuivatuksen osuus kokonaisenergiankulutuksesta riippuu pitkälti ulkoilman olosuhteista ja hallin käyttökaudesta. Suomen kaltaisissa ilmasto-oloissa käyttökauden ulottaminen lämpimään kesäaikaan kasvattaa kuivatuksen tarvetta huomattavasti. Aiempien tutkimusten mukaan ilmankuivatuksen osuus kokonaisenergiankulutuksesta on 4-6 %, mutta ainakin tapauskohtaisesti sen on todettu olevan jopa 15 %:n luokkaa (IIHF 2010, Rogstam et al. 2014). Käytännössä tämä riippuu suuresti siitä, miten hyvin saatavilla olevia ilmaisenergiamuotoja hyödynnetään. Kondenssikuivain on energiatehokkuudeltaan sorptiokuivainta parempi, mikäli se liitetään jääradan kanssa samaan kylmäkiertoon. Kokonaisenergiankulutuksen, viihtyvyyden ja rakennuksen elinkaaren kannalta ilmankuivatuksella ei tulisi tinkiä.

## 2.2.2 Lämpöolosuhteet

Lämpötilojen tavoitearvot jäähalleissa asettuvat suureen haarukkaan. Jäätä viilentävä betoni-ala voi alimmillaan olla -10 °C, jään pinta -5 °C, ilma luistelualueella +5 °C, ilma katsomossa +10 °C ja ilma osissa jäähallin lämpimiä tiloja jopa +25 °C. Tämä toisistaan suuresti poikkeavien lämpötilojen tarve aiheuttaa haasteita energiatehokkaalle lämpöolojen hallinnalle. Käytännössä tilanne on, että jään laadun ylläpitämiseksi sitä on jatkuvasti viilennettävä, mikä puolestaan aiheuttaa hallitilan sisäilmalle jatkuvan lämmityksen tarpeen tarkoituksenmukaisen lämpötilan ylläpitämiseksi, riippumatta ulkoilman lämpötilasta.

Hallitilan lämpötilan tavoitearvot vaihtelevat siellä harrastettavan aktiviteetin perusteella. Energiatehokkuuden kannalta jään ja sisäilman lämpötilat tulisi pitää mahdollisimman lähellä toisiaan. Mikäli tilanne sen sallii, voidaan jään lämpötilaa nostaa ja sisäilman lämpötilaa laskea, jolloin jään ja ilman välinen lämmönsiirto pienenee niiden välisen lämpötilaeron pienenemisen myötä. Tämän kaltainen tilanne esiintyy esimerkiksi yöaikaan. Normaalikäytön tilannekohtaiset lämpötilojen suunnittelu-arvot on esitetty taulukossa 2.

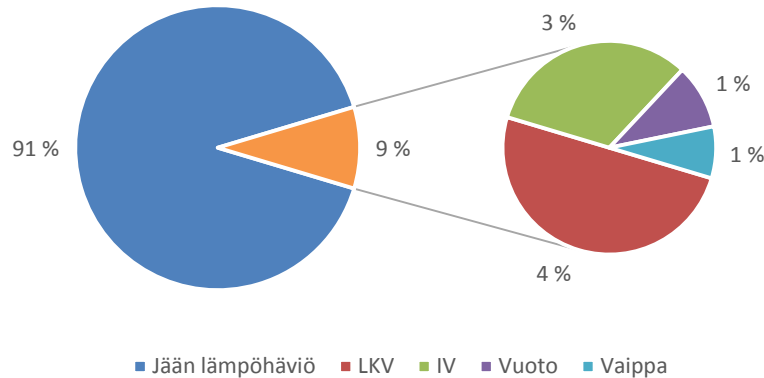
*Taulukko 2. Jäähallien lämpötilojen suunnittelu-arvoja. Kentän lämpötila 1,5 metrin korkeudella jään pinnasta. (OPM 1999)*

Hallityyppi	Toiminta	Hallin lämpötila [°C]		Jään lämpötila [°C]
		Kenttä	Katsomo	
Suurhalli, kilpailuhalli ja pieni kilpailu- halli	Jääkiekko			
	<i>pel</i>	+6	+15	-5
	<i>harjoitus</i>	+6	-	-3
	Taitoluistelu			
	<i>kilpailu</i>	+12	+15	-4
	<i>harjoitus</i>	+6		-3
	Muu toiminta	+18	+18	-
Harjoitushalli	Jääkiekko			
	<i>pel</i>	+2...+6	+10	-3
	<i>harjoitus</i>	+2...+6	-	-3
	Taitoluistelu			
	<i>kilpailu</i>	+6	+10	-3
	<i>harjoitus</i>	+6	-	-3

Jotta lämpöolojen hallintaa voidaan paremmin ymmärtää, tulee lämmitystarpeita tarkastella hallitilassa esiintyvien lämpöhäviöiden kautta. Normaalisti rakennuksissa suurimmat lämpöhäviöt aiheutuvat lämmön johtumisena vaipparakenteiden läpi, sekä vuotoilman ja ilmanvaihdon kautta. Johtumishäviötä pyritään pienentämään määräämällä rakenteiden lämmönläpäisykertoimille eli U-arvoille yhä pienemmät maksimi-arvot. Vuotoilman mukana tapahtuvaa lämpöhäviötä pienennetään parantamalla rakennusvaipan ilmatiiveyttä, ja ilmanvaihdon lämpöhäviötä pyritään vähentämään asettamalla poistoilman LTO:lle minimihyötysuhdevaatimus.

Jäähallien tapauksessa olosuhteet poikkeavat muista rakennuksista merkittävästi. Myös jäähallin ulkovaipan on hyvä olla lämpöeristetty, mutta lämpöhäviö, joka aiheutuu jääradan matalasta lämpötilasta, on keskimäärin noin kymmenkertainen suhteessa kaikkiin muihin yhteenlaskettuihin lämpöhäviöihin (OPM 1999). Lämpöhäviöiden suhteet on havainnollis-

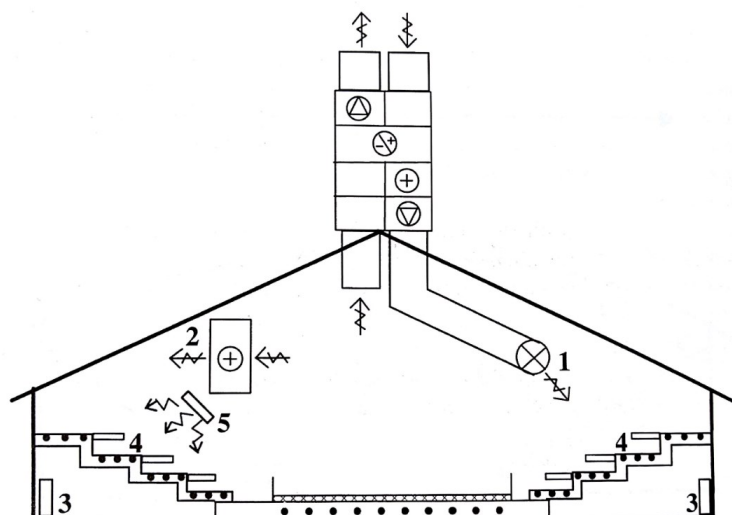
tettu kuvassa 14. Muusta kuin jääradasta aiheutuvat lämpöhäviöt koostuvat lämpimästä käytövedestä (51 %), ilmanvaihdosta (33 %), vuotoilmasta (10 %) ja vaipasta (6 %). Osuudet ovat suuntaa antavia ja vaihtelevat jäähallien välillä, mutta antavat hyvän kokonaiskuvan siitä, mitä tulee priorisoida lämpöhäviön minimoimiseksi.



*Kuva 14. Jäähallin hallitilan lämpöhäviöiden suhteet havainnollistettuina. Arvojen lähteenä (OPM 1999).*

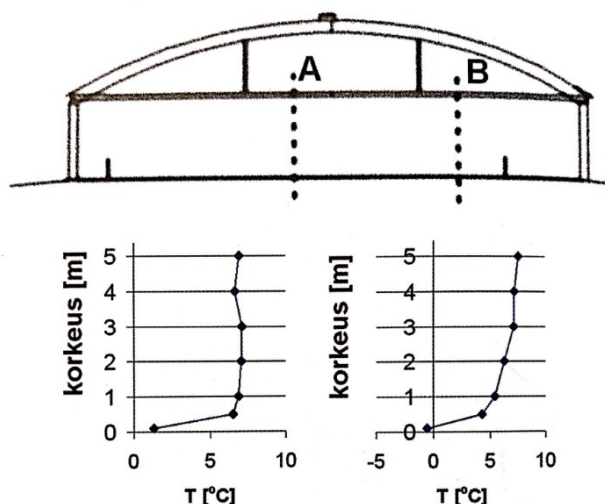
Lauhde-energian käyttö määrittelee vaaditut ulkovaipan eristepaksuudet. Mikäli ostoenergiantarve on pientä, ei ulkovaipan rakenteille ole erillisiä U-arvovaatimuksia, ja eristepaksuudet voidaan valita vapaasti. Tällöin on kuitenkin hyvä muistaa, että vaikka lämpöhäviö ulkovaipan kautta on pientä, parantaa riittävän eristetty ulkovaippa sisäilman olosuhteiden hallittavuutta. Mikäli lauhde-energiaa ei hyödynnetä, pätevät jäähallien tapauksessa Suomen rakentamismääräyskokoelman mukaiset puolilämpimän tilan U-arvovaatimukset. (OPM 2007)

Hallitilan sisäilman lämmityksessä ilmalämmitys on jäähallien tapauksessa yleisin lämmitysmuoto. Muita vaihtoehtoja ilmalämmityksen tilalle tai sen rinnalle ovat kieroilma-, vesiradiaattori-, lattia- ja säteilylämmitys. Näiden toteutusperiaatteet on esitetty kuvassa 15. Etenkin ilma- ja lattialämmitys soveltuvat hyvin matalalämpöisen lauhdelämmön hyödyntämiseen. Ilmalämmityksen tapauksessa erityistä huomiota on kiinnitettävä tuloilmaputkien sijoitteluun ja sen myötä ilman sekoittuvuuteen hallitilassa. Lähtökohtana on, että jäähän kohdistuva lämpökuorma tulee minimoida, mutta katsojille ja pelaajille täytyy taata tarkoituksenmukaiset lämpöolosuhteet. Kuten kuvassa 15, on tuloilmaputket järkevä kohdistaa katsomoon tai muihin lämmitystarpeessa oleviin hallitilan osiin, eikä kohti jäätä. Lämmintä ilmaa ei myöskään ole hyvä kohdistaa liian vaakasuoraan, jolloin se lämmittää katsomon sijaan lähinnä kattorakenteita. Tällöin katon ja jään välinen säteilylämpövirta kasvaa, eikä lämmitystarpeessa olevia hallitilan osia saada tehokkaasti lämmitettyä. (OPM 2007)



Kuva 15. Hallitilan lämmitystapoja: 1 – ilmalämmitys ilmanvaihtokoneella, 2 – kiertoilma-lämmitys, 3 – vesiradiaattorilämmitys, 4 – lattialämmitys, 5 – säteilylämmitys. (OPM 1999)

Hallitilan ilma kerrostuu jään vaikutuksesta siten, että ilma on usein selkeästi lämpimämpää, mitä korkeammalta jään pinnasta se mitataan. Kerrostumisen aste vaihtelee mittauskohdan mukaan. Kuvassa 16 on esimerkki, jossa tuloilmasuuttimet sijaitsevat hallitilan keskiosassa. Tällöin myös ilman sekoittuvuus on keskiosassa mittalinjalla A paras, lämpötilan ollessa suhteellisen vakio noin yhden metrin korkeudesta ylöspäin. Mittalinjalla B vakiolämpötilaan päästään vasta kolmen metrin korkeudella. Kerrostuminen on hyvin hallikohtaista, mutta sen tiedostaminen on etenkin kosteudenhallinnan kannalta tärkeää. Mikäli hallitilan kosteutta ohjaava kosteus- ja lämpötila-anturi sijaitsee lämpötilassa, joka ei realistisesti vastaa lähempänä jään pintaa vallitsevia lämpöoloja, on riskinä, että hallitilaan päästetään liikaa kosteutta, joka pääsee tiivistymään anturin olosuhteita kylmempiin rakenteisiin. (OPM 2007)



Kuva 16. Lämpötilan kerrostumista hallitilassa kahdella eri mittalinjalla. (OPM 1999)

### 2.2.3 Sisäilman epäpuhtaudet

Sisäilman epäpuhtauksilla tarkoitetaan tässä yhteydessä seuraavia haittakaasuja: hiilidioksidi, hiilimonoksidi eli häkä ja typpidioksidi. Näistä hiilidioksidi on kaasuna vaarattomin ja

sitä havaitaan sisätiloissa usein suurinakin pitoisuuksina. Vaikka hiilidioksidi ei aiheuta ihmiselle normaalioloissa välitöntä terveydellistä riskiä, on se merkittävä viihtyvyyteen vaikuttava tekijä. Suomen rakentamismääräyskokoelma on asettanut rakennusten sisäilman suurimmaksi sallituksi hiilidioksidipitoisuudeksi 1200 ppm (SRMK D2 2012). Sisäilmasto-luokitus 2008 luokittelee rakennukset sisäilmaston laadun perusteella kolmeen laatuluokkaan: S1 – yksilöllinen sisäilmasto, S2 – hyvä sisäilmasto ja S3 – tyydyttävä sisäilmasto. Suurimmat sallitut pitoisuudet hiilidioksidille luokittain ovat 750 ppm (S1), 900 ppm (S2) ja 1200 ppm (S3) (RT 07-10946 2009).

Suurin hiilidioksidin lähde jäähalleissa, kuten muissakin rakennuksissa, on ihmisen hengitys. Ihmisen hengityksen tuottaman hiilidioksidin määrä kuitenkin vaihtelee merkittävästi, riippuen muun muassa kyseisen henkilön aktiviteettitasosta, iästä, sukupuolesta ja painosta. Jotta jäähallin sisäilman hiilidioksiditaso ei pääsisi koskaan vaihtelevaan, vaan pysyisi tasan alhaisena, pitäisi raitisilmavirtaa ohjata käyttäjämäärien perusteella ennakoivasti. Hiilidioksidin määrää on hankala mallintaa laskennallisesti, mutta tutkimusta aiheeseen liittyen on tehty. Laskennallisten tulosten perusteella ennakoiva tarpeenmukainen hiilidioksidipitoisuuteen perustuva ilmanvaihdon ohjaus liikuntahalleissa voi säästää jopa 34 % ilmanvaihtokoneiston energiankulutuksessa ihmismäärän perusteella mitoitettuun verrattuna (Lu et al. 2011).

Ennakointia yksinkertaisempi ratkaisu on ohjata raitisilmavirtaa reaktiivisesti perustuen joko hallitilan tai poistoilman hiilidioksidipitoisuuteen. Pitoisuudelle asetetaan tällöin maksimiarvo, esimerkiksi 1000 ppm, jonka saavutettaessa automaatio avaa raitisilmapellin ja pitää sitä avoinna, kunnes pitoisuus laskee ennalta määritellylle tasolle, joka voi olla esimerkiksi 600 ppm. Tällöin raitisilmapelti voidaan jälleen sulkea. Järjestely on yksinkertainen ja toimiva, mutta sisäilman laatuvaihteluilta ei voida täysin välttää, eikä täten kaikille käyttäjille voida tarjota täysin vastaavia olosuhteita. Raitisilmapellin avaaminen kasvattaa energiakuluja, sillä raitisilmaa täytyy yleensä joko kuivata tai lämmittää, ja onkin melko yleistä, että pelti on säädetty käsiohjauksella pysymään jatkuvasti kiinni. Kyseisen järjestelyn seurauksena on jäähalleissa mitattu jopa arvon 2000 ppm ylittäviä hiilidioksidipitoisuuksia (Räikkönen 2012). Tämän kaltaiset pitoisuudet vaikuttavat jo selvästi käyttäjän kokemukseen sisäilman laadusta. Lienee selvää, ettei raitisilmapellin pakkosulkeminen ole oikea tapa säästää energiakuiluissa.

Mikäli jäähallissa on käytössä polttomoottorilla varustettu jäänhoitokone, voidaan hallitilassa mitata suuriakin hiilimonoksidi- eli häkä- ja typpidioksidipitoisuuksia. Hiilidioksidipitoisuuksiin polttomoottorinen jäänhoitokone ei vaikuta (Guo et al. 2004). Maailman terveysjärjestö (WHO) on asettanut häkäpitoisuuksille altistumisajan pituuteen suhteessa olevat ohjearvot, joilla on todettu olevan negatiivisia terveysvaikutuksia, seuraavasti:

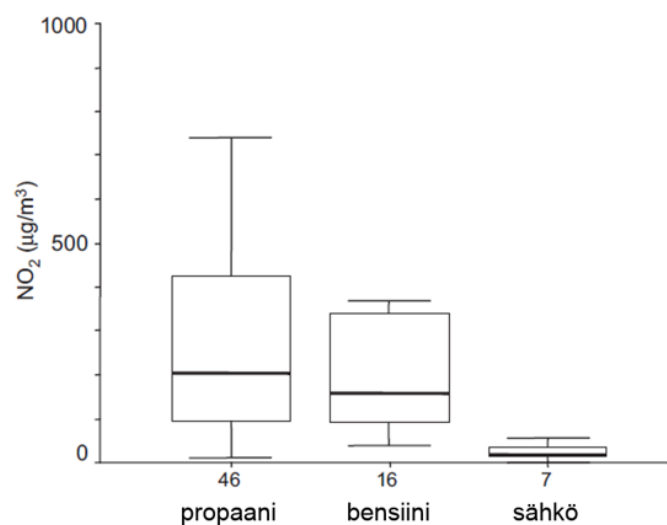
- 100 mg/m<sup>3</sup> (81,1 ppm), mikäli altistumisaika enintään 15 minuuttia
- 60 mg/m<sup>3</sup> (48,6 ppm), mikäli altistumisaika enintään 30 minuuttia
- 30 mg/m<sup>3</sup> (24,3 ppm), mikäli altistumisaika enintään 60 minuuttia
- 10 mg/m<sup>3</sup> (8,1 ppm) mikäli altistumisaika enintään 8 tuntia. (WHO 1999)

Typpidioksidille puolestaan annetaan suurimmat sallitut tunti- ja vuosikeskiarvopitoisuudet, jotka ovat 200 µg/m<sup>3</sup> (0,1 ppm) ja 40 µg/m<sup>3</sup> (0,02 ppm), tässä järjestyksessä (WHO 2005).

Jäänhoitokoneen käytöstä aiheutuvaa hallitilan sisäilman epäpuhtautta on tutkittu ensimmäisen kerran jo 1970-luvulla (Anderson 1971). Myös Suomessa on tehty aiheeseen liittyvä



laaja tutkimus vuosien 1992–2000 välillä, jonka aikana kaikista kussakin tutkimuksen vaiheessa olemassa olleesta suomalaisesta jäähallista pyrittiin mittaamaan häkä- ja typpidioksidipitoisuudet (Pennanen 2005). Tutkimuksessa suurin mitattu häkäpitoisuuden tuntikeskiarvo oli  $33 \mu\text{g}/\text{m}^3$ , kun typpidioksidipitoisuudelle mitattiin suurimmaksi hetkelliseksi arvoksi jopa  $740 \mu\text{g}/\text{m}^3$ . Yhtenä tutkimuksen tuloksena saatiin selville, että typpidioksidipitoisuus riippuu selkeästi jäänhoitokoneen käyttövoimasta. Riippuvuus on esitetty kuvassa 17. Vaikka typpidioksidipitoisuuden mediaaniarvoissa ei propaani- ja bensiinikäyttöisten jäänhoitokoneiden tapauksessa ole suurta eroa, on vaihteluväli suurimman ja pienimmän mitatun pitoisuuden välillä propaanin tapauksessa merkittävästi bensiinikäyttöistä suurempi. Tämä kertonee joko propaanikäyttöisten jäänhoitokoneiden vaihtelevasta laadusta tai tiheämmästä huoltotarpeesta. Toisaalta bensiinikäyttöisen koneen todettiin vaikuttavan korkeampiin häkäpitoisuuksiin. Huomioitavaa on myös, että sähkökäyttöiseen koneeseen siirtyminen käytännössä hävittää häkä- ja typpidioksidipitoisuusongelmat kokonaan. (Pennanen 2005)



Kuva 17. Jäähallin sisäilman  $\text{NO}_2$ -pitoisuus jäänajokoneen käyttövoiman perusteella. Laatikon ulkopuoliset tasot osoittavat suurimman ja pienimmän mitatun arvon. Laatikon sisään mahtuu 50 % kaikista mittauksista. Viiva laatikon sisällä on pitoisuuksien mediaaniarvo. Luku x-akselin alla on kyseistä kategoriasta edustavien mitattujen hallien lukumäärä. Muokattu lähteestä (Pennanen 2005).

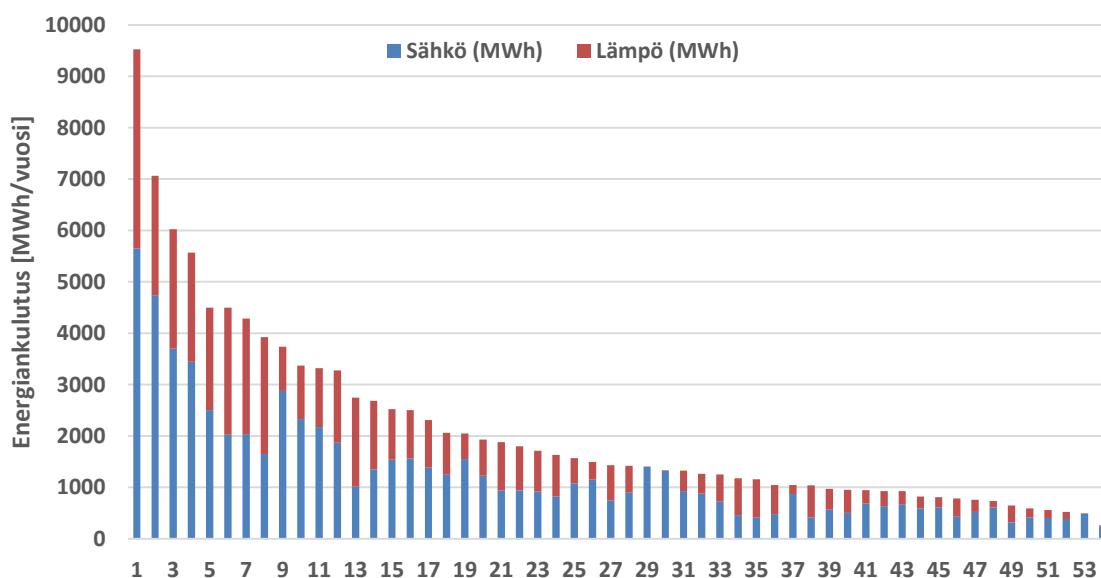
Saman tutkimuksen mukaan korkeille häkä- ja typpidioksidipitoisuuksille alttiita ovat etenkin pienet ja tiiviit hallit, joiden määrä on 1990-luvun alun jälkeen kasvanut radikaalisti jäähallien kasvaneen kysynnän ja kehittyneen rakennustekniikan myötä. Päästöjen hallintajärjestelmän asentaminen jäänhoitokoneeseen on tehokas keino epäpuhtauspitoisuuksien pienentämiseen, sillä sen avulla voidaan vähentää jäänhoitokoneen päästöistä häkää jopa 91 % ja typen oksideja jopa 96 %. Päästökatalysaattorilla varustettu jäänhoitokone vaatii kuitenkin säännöllistä huoltoa toimiakseen hyväksyttävällä tavalla. Myös ilmanvaihdon tehostamisella ilmanvaihtoluvun miniarvoon 0,25/h voidaan saavuttaa hyviä tuloksia. Selkeästi tehokkain, yksinkertainen ja todennäköisesti ainoa kestävä ratkaisu häkä- ja typpidioksidiongelmiin on kuitenkin jäänhoitokoneen uusiminen sähkökäyttöiseen versioon. Tutkimus saatiin päätökseen vuonna 2005, mutta silti vielä vuonna 2014 raportoitiin jäähallissa tapahtuneesta jäänhoitokoneen käytöstä aiheutuneesta häkämyrkytyksestä Wisconsinin osavaltiossa Yhdysvalloissa. Tapauksessa mitattiin häkäpitoisuudeksi suurimmillaan jopa  $200 \text{ mg}/\text{m}^3$ . (Pennanen 2005, Creswell et al. 2015)

## 2.3 Katsaus tehtyihin kulutustutkimuksiin

### 2.3.1 Jäähallin kokonaisenergiankulutus

Jäähallien kokonaisenergiankulutusta on selvitetty useissa eri tutkimuksissa, ja tuloksina saadut kokonaiskulutuslukummat vaihtelevat merkittävästi. Ruotsissa vuosina 2009–2014 suoritetun Stoppsladd-projektin aikana analysoitiin yli 200 jäähallia, ja sen perusteella tyyppillinen jäähalli Ruotsissa kuluttaa hieman yli 1000 MWh vuodessa (Rogstam et al. 2014). Lukemassa on mukana sekä sähkö- että lämpöenergiankulutukset. Kanadassa Quebecin osavaltiossa vuonna 2000 julkaistun selvityksen mukaan harjoitusjäähalli kyseisissä ilmasto-oloissa kuluttaa keskimäärin 1500 MWh vuodessa, mutta kulutusten vaihteluväli oli jopa 800...2400 MWh/vuosi (Nichols 2009). Suomessa Motiva Oy on palvelurakennusten ominaiskulutusten selvityksessään julkaissut keskimääräisen suomalaisen, tilavuudeltaan 30 000 m<sup>3</sup> jäähallin kuluttavan 630 MWh lämpöenergiaa ja 990 MWh sähköenergiaa vuodessa, kokonaiskulutuksen ollessa täten noin 1620 MWh/vuosi (Motiva Oy 2015a, Motiva Oy 2015b).

VTT:n ylläpitämän Jäähalliportaalin mukaan 54 suomalaisen jäähallin vuosina 2013–2015 kerättyihin tietoihin perustuvat mediaanikulutukset lämpö- ja sähköenergian osalta ovat 593 MWh/vuosi ja 924 MWh/vuosi, tässä järjestyksessä. Kokonaiskulutus kyseisellä otannalla on siis noin 1517 MWh/vuosi, otannan jäähallien mediaanitulavuuden ollessa 30 670 m<sup>3</sup> (VTT 2016). Kulutukset on esitetty kuvassa 18. Kyseiset 54 jäähallia päätyivät otantaan sen perusteella, että ne olivat ilmoittaneet sekä sähkö- että lämpöenergiankulutukset, ja ilmoittamat arvot olivat realistisella tasolla. Portaalissa on paljon jäähalleja, jotka ovat ilmoittaneet kulutustietonsa puutteellisesti siten, että joko sähkön- tai lämmönkulutus on jätetty ilmoittamatta kokonaan. Toki on myös halleja, joissa kaukolämpöä ei kuluteta ollenkaan, mutta näiden seulominen niiden joukosta, jotka ovat jättäneet lämpöenergiankulutuksen syystä tai toisesta virheellisesti ilmoittamatta, ei ollut tätä työtä varten mahdollista.



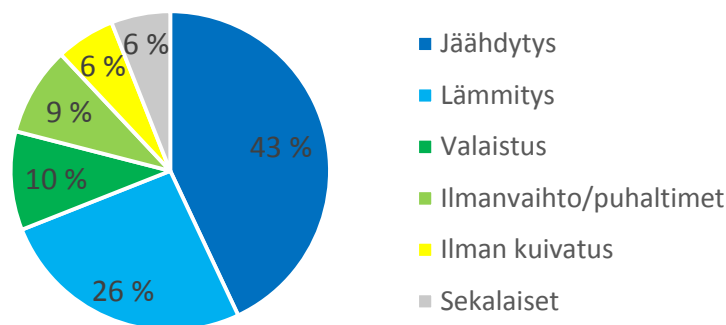
Kuva 18. 54 suomalaisen jäähallin vuositason kokonaisenergiankulutukset. Kulutustiedot lähteestä (VTT 2016).

### 2.3.2 Jäähallien energiankulutusjakauma

Ruotsissa suoritetun Stoppsladd-tutkimuksen yhtenä tuloksena todettiin, että jäähallin energiankulutus voidaan jakaa viiteen suurimpaan yksittäiseen tekijään, jotka ovat:

- jäähdytys
- lämmitys
- ilman kuivatus
- valaistus
- ilmanvaihto/puhaltimet. (Rogstam et al. 2014)

Näiden suurimpien energiankulutukseen vaikuttavien tekijöiden ulkopuolelle jää tutkimuksen mukaan ainoastaan 6 % kokonaiskulutuksesta. Kokonaisjakauma on esitetty kuvassa 19. Kuvasta huomataan, että jään ylläpidosta vastaava kylmälaitteisto on 43 %:n osuudella selkeästi suurin yksittäinen energiankulutukseen vaikuttava tekijä. Lisäksi huomioitavaa on, että lämmitys on 26 %:n osuudella huomattava energiakulu, vaikka käytännössä aina koko jäähallin lämmitystarve voitaisiin kattaa jäähdytysprosessin sivutuotteena syntyvällä lauhdelämmöllä. Tällöin lämpöenergiaa ei kuluisi lainkaan.

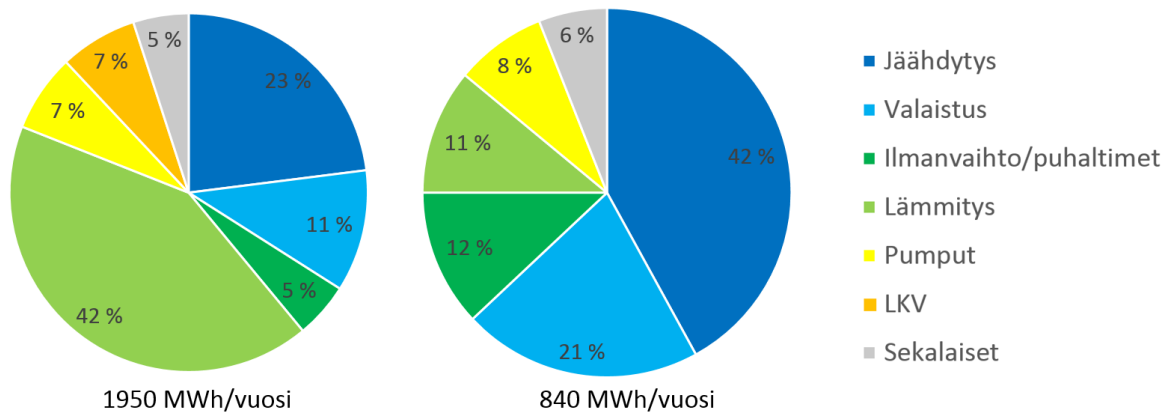


Kuva 19. Kokonaisenergiankulutuksen jakautuminen ruotsalaisissa jäähalleissa. Kuvan tiedot lähteestä (Rogstam et al. 2014).

Kanadassa Quebecin osavaltiossa sijaitsevien jäähallien kulutuksiin perustuvassa artikkelissa esitellään toimenpiteet, joilla energiatehottomasta jäähallista saadaan tehtyä energiataloudellisesti paremmin toimiva. Lähtökohtana on jäähalli, jonka vuosikulutus on 1950 MWh. Kulutusjakauma on esitetty kuvassa 20 vasemmalla. Kyseisen esimerkin tapauksessa jäähalli ei hyödynnä kylmälaitteiston lauhdelämpöä ollenkaan, eikä käytössä ole esimerkiksi edes poistoilman LTO:ta. Etenkin poistoilman LTO on ratkaisuna sellainen, jonka tulisi löytyä kaikista lämmitettävistä rakennuksista, eikä jäähalli ole tässä mikään poikkeus. LTO:n puuttuminen ja lauhdelämmön hyödyntämättä jättäminen näkyvät esimerkin tapauksessa lämmitysenergian valtavana 42 %:n osuutena kokonaisenergiankulutuksesta. Lisäksi lämpimän käyttöveden osuus oli 7 %. (Nichols 2009)

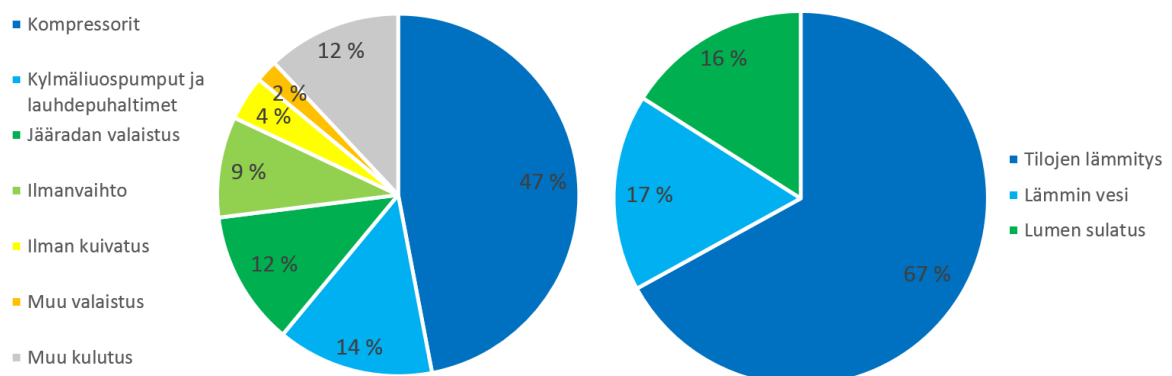
Säästötoimenpiteiden seurauksena vuosikulutus laski yli 50 %, ollen enää 840 MWh. Toimenpiteiden jälkeinen kulutusjakauma on esitetty kuvassa 20 oikealla. Lämmityksen osuus kokonaiskulutuksesta on laskenut huomattavasti jäähdytyksen noustessa suurimmaksi energiakuluksi. Varsinaiset säästötoimenpiteet ja niiden kulutusvaikutukset esitellään seuraavassa luvussa. Valaistuksen osuus 21 %:lla on tässä jakaumassa suurehko ottaen huomioon, että kokonaiskulutukseltaan melko vastaavassa jakaumassa kuvassa 19 osuus on vain 10 %.

Energiatohokkaampi valaistusratkaisu, esimerkiksi LED-valaistus, voisi pienentää kokonaiskulutusta entisestään. Kuvan 20 molemmissa kulutusjakaumissa noin 95 % kokonaiskulutuksesta aiheutuu aiemmin esitellyistä viidestä suurimmasta kulutustekijästä. (Nichols 2009)



Kuva 20. Kokonaisenergiankulutuksen jakautuminen energiaterveystalossa (vasemmalla) ja energiaterveystalossa (oikealla) jäähallissa. Kuvan tiedot lähteestä (Nichols 2009).

IIHF:n (2010) julkaisemassa jäähallien teknisessä ohjeistuksessa eritellään tarkemmin, miten sähkön- ja lämmönkulutukset jäähalleissa jakautuvat. Ohjeistus ei kuitenkaan ota sen tarkemmin kantaa, minkälaisissa ilmasto-olosuhteissa jäähalli sijaitsee, mitä laitteistoja sillä on käytössä tai ylipäätään minkälaiseen otantaan tulokset perustuvat. Lämmönkulutuksen osalta todetaan, että käytännössä koko lämpöenergian tarve on mahdollista kattaa lauhde- lämpöä hyödyntämällä. Sähkön- ja lämmönkulutuksen jakaumat on esitetty kuvassa 21. Kuten olettaa saattaa, jäähdytyslaitteisto, johon kuuluvat kompressorit, liuospumput ja lauhdepuhaltimet, on selkeästi suurin yksittäinen sähköä kuluttava laitteisto yli 60 %:n osuudella. Valaistuksen ja ilmanvaihdon osuudet ovat molempien noin 10 %. Lämpöenergian tarpeesta tilojen lämmitys vie valtaosan. (IIHF 2010)



Kuva 21. Sähkö- (vasemmalla) ja lämpöenergiankulutuksen (oikealla) jakautuminen. Kuvan tiedot lähteestä (IIHF 2010).

Toteutuneisiin mittaustuloksiin perustuvien kulutustutkimusten lisäksi myös täysin teoreettista laskennallista mallinnusta jäähallien energiatarpeisiin liittyen on tehty. Energiatarpeiden laskentaa varten on kehitetty malli, joka laskee jäähän kohdistuvan lämpövirran sekä sen alapuolelta maasta ja kylmäliuosputkista, että sen yläpuolelta konvektio- ja säteilyläm-

pövirrasta sekä jäänhoitoveden faasimuutoksesta. Lisäksi malli ottaa huomioon ilmanvaihdossa tapahtuvien ilman lämmityksen ja kondenssikuivaimen viilennyksen vaatiman energiamäärän. Mallissa tuloilman lämpötila on välillä 15...23 °C ja sen suhteellinen kosteus välillä 20...33 %, ja ilmanvaihto on mallinnettu ilman kiertoilmamahdollisuutta. Täten tuloilma on jatkuvasti 100 %:sesti raitisilmaa. (Seghouani et al. 2009)

Lopullisella mallilla on laskettu jäähän kohdistuva lämpövirta, mikä vastaa suoraan sen ylläpitoon vaadittavaa jäähdytystehoa, sekä ilmanvaihdon, valaistuksen, kylmäliuospumpun ja katsomon radiaattorilämmityksen energiatarpeet kuukausitasolla neljässä eri Pohjois-Amerikassa sijaitsevan kaupungin ilmasto-olosuhteissa. Simulaatioon valitut kaupungit edustivat hyvin vaihtelevia olosuhteita jäähallin ylläpitoon, hyvin kylmästä Edmontonista kuumaan ja kosteaan Houstoniin. Lopuksi mallin tuloksia verrattiin mitattuihin arvoihin ja sen todettiin edustavan todellisuutta riittävällä tarkkuudella. (Seghouani et al. 2009)

Mallin avulla todettiin, että ilmanvaihdon energiatarve ilman kuivatuksen ja lämmityksen suhteen riippuu suuresti ilmaston olosuhteista. Etenkin kuivatuksen vaatiman jäähdytyksen energiatarpeen vaihteluväli vuositasolla oli merkittävä, 412...2713 MWh. Lämpöenergiatarve puolestaan vaihteli välillä 931...1350 MWh. Lämmityksen pienempi riippuvuus ilmasto-oloista johtuu siitä, että suuren osan käyttöjaksosta jokaisessa hallissa tuloilma ensin viilennetään riittävän alhaiseen lämpötilaan, jotta siitä saadaan ylimääräinen kosteus poistettua. Tämä lämpötila on melko vakio riippumatta jäähallin sijainnista, sillä sisäilman olosuhteet mallinnettiin samoilla parametreilla hallista riippumatta. Viilennyksen jälkeen tuloilmaa lämmitetään, jotta hallitilassa voidaan ylläpitää tarkoituksenmukainen lämpötila. (Seghouani et al. 2009)

Jäähän kohdistuva lämpövirta ja täten sen ylläpitoon vaadittavan kylmäenergian tarve ei mallin mukaan riippunut juurikaan ulkoilman olosuhteista, vaihteluvälin ollessa 979...1110 MWh. Mallissa laskettiin myös mahdollisen routasuojauksen ja katsomon radiaattorilämmityksen vaatimat energiamäärät, mutta niiden osuus kokonaistarpeesta jäi hyvin pieneksi. Mallista saadut tulokset ovat järkeviä, mutta niiden tulkinnassa on huomioitava, että ilmanvaihto mallinnettiin kokonaan ilman poistoilman kiertomahdollisuutta tai LTO:ta, lämpimän käyttöveden lämpöenergiatarvetta ei huomioitu ja jäänhoitovesi mallinnettiin liian paksuna yhden millimetrin kerroksena. Yhden millimetrin kerros jäänhoitovettä johtaa noin 1500 litran vesimäärään jäänhoitokertaa kohden, mikä on noin kolminkertainen todellisuuteen nähden. Lisäksi malli ei ota kantaa energian lähteisiin tai varsinaiseen energiankulutukseen, vaan laskee ainoastaan kunkin mallinnetun prosessin energiatarpeen. Toisaalta malli on tässä mielessä erinomainen työkalu jos yritetään selvittää, miten jäähallin itse tuottamat energiat esimerkiksi lauhdelämmön muodossa riittävät kattamaan sen energiatarpeet.

### **2.3.3 Säästötoimenpiteet**

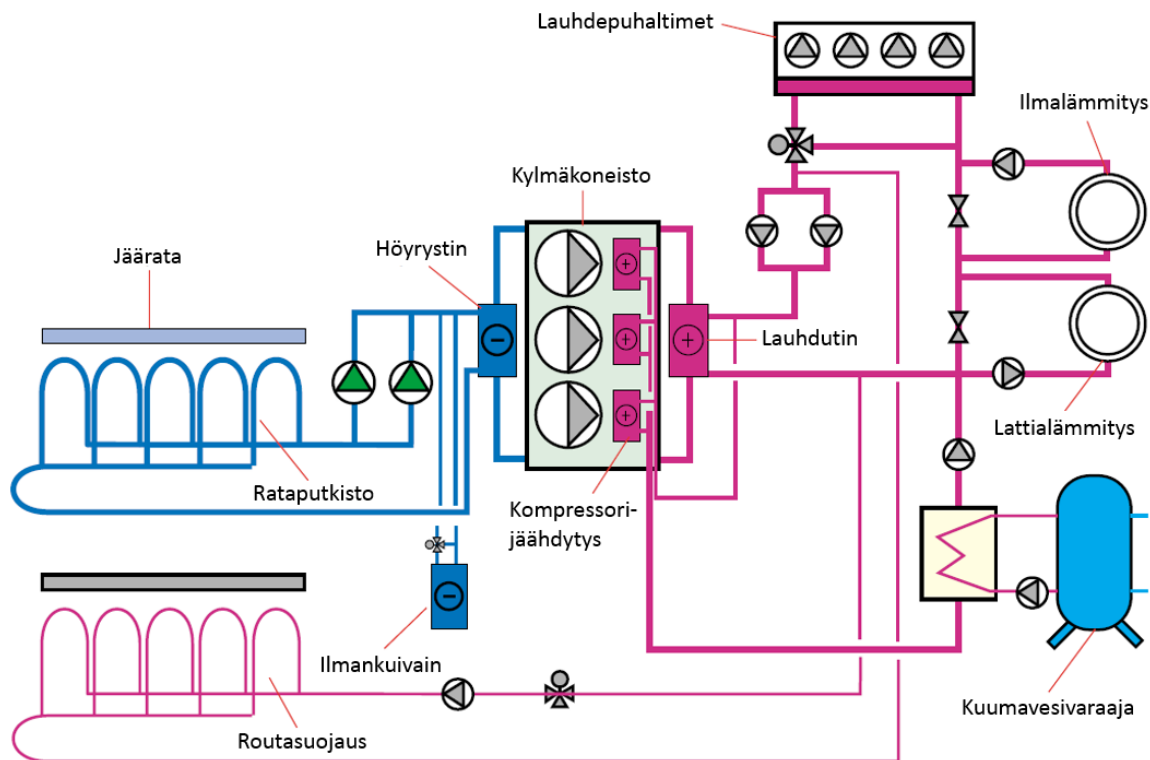
Jäähallin toiminnasta aiheutuu jatkuva tarve energialle. Jään ylläpito vaatii kylmäenergiaa, sisäilman lämmitys lämpöenergiaa, valaistus sähköenergiaa ja niin edelleen. Energian säästötoimenpiteet perustuvat jäähallin toiminnan edellyttämän energiatarpeen pienentämiseen. Energiatarvetta voidaan pienentää joko parantamalla laitteistojen energiatehokkuutta, tai pienentämällä toiminnasta aiheutuvaa energiahäviötä. Jäähalli voidaan ajatella suljettuna systeeminä, jolloin siihen syötetyn energian parempi kierrättäminen systeemin sisäisesti voi merkittävästi pienentää syntyviä energiahäviöitä.

Laitteistojen energiatehokkuuden parantaminen on melko yksiselitteinen säästötapa. Hallitilan valaistus voidaan vaihtaa energiatehokkaampaan LED-valaistukseen, kylmäkoneisto voidaan uusiksi paremman kylmäkertoimen eli COP:in omaavaan vaihtoehtoon, jäähoidossa käytetyn veden ja hallitilan sisäilman lämpötiloja voidaan laskea, ja jään lämpötilaa nostaa. Ruotsalaisen Stoppsladd-tutkimuksen perusteella viisi suurinta energiankulutusta aiheuttavaa tekijää jäähallissa ovat jäähdytys, lämmitys, ilman kuivatus, valaistus ja ilmanvaihto/puhaltimet, usein myös jokseenkin tässä järjestyksessä (Rogstam et al. 2014). Täten on järkevää pyrkiä varmistamaan, että suunnitellut energiantarvetta pienentävät säästötoimenpiteet vaikuttavat juuri näihin suurimpiin kulutusta aiheuttaviin tekijöihin, sillä niistä koostuu hie-man hallista riippuen noin 90–95 % jäähallin kokonaiskulutuksesta (Rogstam et al. 2014, Nichols 2009, IIHF 2010).

Laitteistojen energiatehokkuuden parantamisen lisäksi jäähalliin syötetyn energian parempi kierrättäminen sen sisäisesti voi johtaa suuriinkin energiasäästöihin. Esimerkkinä yksinkertaisesta ja hyvin yleisestä ratkaisusta ilmalämmitteisen rakennuksen lämpöenergian kierrätykseen on poistoilman LTO. Poistoilman LTO:n vuosihyötysuhteelle on Suomen rakentamismääräyskokoelmassa annettu vähimmäisvaatimukseksi 45 % (SRMK D3 2012). Tämä tarkoittaa, että 45 % energiasta, joka vaaditaan ulkoilman lämmittämiseksi sisäilman lämpötilaan, on otettava talteen poistoilmasta. Esimerkiksi Saksassa Münchenin ilmasto-olosuhteissa sijaitsevan jäähallin tilojen lämmityksen vaatima energiamäärä on noin 630 MWh/vuosi (IIHF 2010). Tällöin 50 %:n keskimääräisellä vuosihyötysuhteella toimiva poistoilman LTO vähentää vuosittaista lämpöenergiankulutusta noin 315 MWh. Kanadassa Quebecin osavaltiossa puolestaan on päästy 75 % vuosihyötysuhteella toimivalla poistoilman LTO:lla 250 MWh:n vuosittaisiin säästöihin lämpöenergiankulutuksessa (Nichols 2009).

Järkevästi ilmanvaihtokoneistoon sijoitettu poistoilman LTO-laite pienentää myös kondenssikuivaimen kylmäenergian tarvetta, kun ilmanvaihtoa ajetaan kiertoilmatilassa. Mikäli LTO on sijoitettu, kuten aiemmin esiteltiin (kuva 6), poistoilmakanavaan ennen kiertoilmahaa- raamaa, esiviilentää LTO kierrätettävän ilman ennen kuin se päättyy kuivauspatteriin, jolloin ilman viilentäminen kastepisteeseen varsinaisessa kuivauspatterissa vaatii vähemmän energiaa. Kuivauspatterin jälkeen tuloilma esilämmitetään LTO:lla enimmillään samaan lämpötilaan, kuin se oli poistoilmakanavassa ennen LTO:ta.

Poistoilman LTO:n lisäksi myös kylmäkoneiston lauhdelämmön talteenotto on tehokas keino lämpöenergiankulutuksen pienentämiseen jäähalleissa. Useiden arvioiden mukaan lauhdelämmöllä voidaan ilmastollisesti kaikkein kylmimmissä olosuhteissa sijaitsevia jäähalleja lukuun ottamatta kattaa koko tai ainakin valtaosa jäähallin lämpöenergian tarpeesta (Rogstam et al. 2014, Nichols 2009, IIHF 2010). Kylmäkoneiston lauhdelämpö on energiamuotona jäähallissa käytännössä täysin ilmaista, sillä sen tuotolta ei voida jään lämpötilaa ylläpidettäessä välttyä, eikä sen talteenotto vaikuta negatiivisesti kylmäkoneiston toimintaan (Nichols 2009). Lauhdelämmön hyödyntämismahdollisuuksia ja lauhdeliuosputkiston kytkentäperiaatteita on esitetty kuvassa 22. Esimerkissä lauhdelämmöllä lämmitetään lämmönvaihtajien avulla kuumavesivaraaja jäähallin lämpimän käyttöveden tarpeisiin, lattialämmityksen kiertovesi, ilmanvaihdon tuloilma ja jääradan alla olevan routasuojauksen liuos. Näiden lisäksi lauhdekierron loppuun tulee yhdistää lauhdepuhaltimet, joilla saadaan aikaan lo-pullinen lauhdeliuoksen viilennys, mikäli tälle kierron lopussa vielä on tarvetta.



Kuva 22. Kylmäkoneiston lauhdelämmön hyödyntämismahdollisuuksia jäähallin lämpöenergian lähteenä. Muokattu lähteestä (IIHF 2010).

Säästötoimenpiteissä lauhdelämmön optimaalisen hyödyntämisen jälkeen tulisi keskittyä suurimpaan yksittäiseen kulutusta aiheuttavaan tekijään eli jäähdytykseen. Kylmäkoneiston sähkönkulutusta voidaan pienentää esimerkiksi järkevin tarpeenmukaisin tehosäädöin kompressorien ja kylmäliuospumppujen osalta (Rogstam et al. 2014). Suurin yksittäinen kylmäkoneiston sähkönkulutukseen vaikuttava tekijä on kuitenkin sen COP, eli millä hyötysuhteella se tuottaa kylmäenergiaa suhteessa sen sähkönkulutukseen. Kylmäkoneiston COP riippuu useista asioista, kuten käytetystä kylmäaineesta, kompressorityypistä, ylläpidettävän jään lämpötilasta ja niin edelleen, mutta varsinaiseen kylmälaitetekniikkaan ei tässä diplomityössä sen tarkemmin tutustuta. Hyvänä arvona jäähallin kylmälaitteiston kylmäkertoimelle voidaan pitää arvoa kolme (Laitinen et al. 2010). Ruotsissa on joillain kylmäaineilla ja melko korkeilla jään lämpötiloilla ( $-2...-1$  °C) mitattu jopa yli viiden COP-arvoja (Rogstam et al. 2014). Kylmäkoneiston COP:in vaikutus jäähallin kokonaisenergiankulutukseen on kuitenkin merkittävä, sillä valtaosa koko sähkönkulutuksesta aiheutuu kylmäkoneistosta.

Kylmäkoneiston toiminnan optimoinnin ja lauhdelämmön tehokkaan hyödyntämisen lisäksi pienempiä, joskin edelleen merkittäviä säästöjä kokonaisenergiankulutuksessa voidaan jäähalleissa saavuttaa pinnoittamalla hallitilan katto niin sanotulla matalaemissiivipinnoitteella, joka pienentää katon ja jään välistä säteilylämpövirtaa ja täten kylmäkoneistoon kohdistuvaa kylmäenergian tarvetta. Matalaemissiivipinnoitteella tarkoitetaan katon sisäpintaan asennettavaa heijastavaa, alumiinifoliomaista pinnoitetta, jolla pinnan emissiviteetti saadaan pienemmäksi. Kylmäkoneiston sähkönkulutuksessa saavutettavat säästöt ovat luokkaa 70...100 MWh/vuosi (Nichols 2009, Rogstam et al. 2011).

Matalaemissiivipinnoitettu katto, kylmäkoneiston COP:in optimointi ja lauhdelämmön tehokas hyödyntäminen ovat muiden energiansäästötoimenpiteiden ohella sellaisia, jotka tulisi toteuttaa jokaisessa uudessa jäähallissa. Ongelmaksi useissa säästötoimenpiteissä muodostuvat niiden heikko kustannustehokkuus korjaustoimenpiteenä jo olemassa olevassa jäähallissa toteutettuina (Rogstam et al. 2011). Taulukossa 3 esitellään 19 jo olemassa olevan jäähallin energiankulutuksen pienentämiseen tähtäävää toimenpidettä, arviot kunkin toimenpiteen energiaa säästävistä vaikutuksista sekä annetaan kustannustehokkuusarvosanaksi joko ”hyvä” tai ”huono”. Arvioidut säästölukemat perustuvat lähtökohtaisesti 1000 MWh/vuosi kuluttavaan harjoitushalliin. Kokonaiskulutuksesta 430 MWh aiheutuu kylmäkoneistosta, kun 250 MWh kuluu lämmitykseen, 100 MWh valaistukseen, 90 MWh ilmanvaihdon puhallimiin ja 60 MWh ilmankuivatukseen. Loput jää kategoriaan ”muu kulutus”.

*Taulukko 3. Toimenpiteitä olemassa olevan jäähallin energiankulutuksen pienentämiseen. Muokattu lähteestä (Rogstam et al. 2011).*

	Toimenpide	Energian-säästö - %	Energiansäästö [MWh/vuosi]	Kustannus-tehokkuus
1	Purku ja uudelleen rakennus	50 %	500	huono
2	Kylmälaitteiston säätö	5 %	50	hyvä
3	Huolto ja ylläpito	5 %	50	hyvä
4	Mittaus, dokumentointi ja toiminnan seuranta	10 %	100	hyvä
5	Koulutus	10 %	100	hyvä
6	Lämmöntalteenotto (lauhde ja poistoilma)	25 %	250	huono
7	Laitteistojen varustaminen taajuusmuuttajilla	10 %	100	hyvä
8	Laitteistojen hyötysuhteiden optimointi	15 %	150	huono
9	Tarpeenmukainen lämpötilaohjaus	5 %	50	hyvä
10	Ilman kuivaus	5 %	50	hyvä
11	Rakennusvaipan tiivistäminen	5 %	50	hyvä
12	Ovien ja luukkujen sulkeminen	2 %	20	hyvä
13	Tarpeenmukainen valaistuksen ohjaus	5 %	50	huono
14	Sisäilman lämpötilan laskeminen	3 %/°C	50	hyvä
15	Veden käsittely	5 %	50	hyvä
16	Säteilylämpövirran pienentäminen	10 %	100	huono
17	Ilmankuivatuksen erottaminen ilmanvaihdosta	3 %	30	hyvä
18	Ilmanvaihdon ohjauksen optimointi	5 %	50	hyvä
19	Jään paksuuden minimointi – maks. 25–35 mm	3 %	30	hyvä

Taulukon 3 etenkin kohdat 9, 12, 14 ja 19, eli tarpeenmukainen lämpötilaohjaus, ovien ja muiden hallitilan luukkujen sulkeminen, hallitilan sisäilman lämpötilan laskeminen sekä jään paksuuden rajoittaminen enimmillään 25–35 millimetriin, ovat asioita, jotka jokaisessa jäähallissa voidaan tehdä käytännössä ilman investointeja. Näistä koituvat teoreettiset energiasäästöt olisivat yhteenlaskettuna vuositasolla jopa 15 %, riippuen toki hallikohtaisista lähtötasoista säästötoimenpiteiden vaikutusalueiden suhteen. Taulukon suurimmat säästötoimenpiteet, kuten lämmöntalteenoton aloittaminen, katon matalaemissiivipinnoittaminen, laitteistojen varustaminen taajuusmuuttajin ja niiden yhdistäminen automaatioon, kokonaisvaltainen mittauksen, dokumentoinnin ja toiminnan seurannan aloittaminen tai koko jäähallin purku ja uudelleen rakentaminen, vaativat toteutuakseen huomattavasti suurempia investointeja.

### 2.3.4 Optimiratkaisun esittely

Parhaassa tapauksessa jäähallin tekniset laitteistot toimivat saumattomasti yhteen luoden terveelliset, turvalliset ja viihtyisät olosuhteet jäähallin asiakkaille, ja kuluttavat prosessissa



mahdollisimman vähän energiaa. Etenkin lämpöenergiankulutus on mahdollista eliminoida jopa kokonaan hyödyntämällä kylmäkoneiston lauhdelämpöä tehokkaasti.

Esimerkkinä hyvin toimivasta, energiatehokkaasta jäähallista toimii Kanadassa, Brittiläisen Kolumbian provinssissa sijaitseva ”Westhills Recreation Centre”. Vuonna 2012 valmistuneessa lähes 7000 neliömetrin kokoisessa liikuntakeskuksessa on jääradat sisällä ja ulkona, niihin liittyvät pukuhuoneet ja oheistilat, keilaratoja, ravintola sekä toimistotiloja. Koko rakennus kuluttaa vuositasolla noin 770 MWh energiaa, kun vastaavissa olosuhteissa toimiva tyypillinen 3700 neliömetrin kokoinen harjoitushalli kuluttaa vuodessa keskimäärin 1500 MWh. Lisäksi jäähallin talteenottamasta kylmäkoneiston lauhdelämmöstä 60 %, mikä vuositasolla vastaa noin 830 MWh:a, kuljetetaan lähistöllä sijaitsevan asutuskeskuksen lämpöenergian lähteeksi. (Sutherland 2015)

Jäähallia suunniteltaessa lähtökohtana oli Kanadassa fossiilisiin polttoaineisiin perustuvan lämpöenergian kulutuksen eliminointi, ja samalla sähköenergiankulutuksen minimointi. Suunnittelun tuloksena päästiin ratkaisuun, jossa fossiilisia polttoaineita kulutetaan ainoastaan rakennuksen keittiössä maakaasun muodossa. Muu lämpöenergian tarve katetaan täysin kylmäkoneiston lauhdelämmöllä. Tässä haasteena, kuten lauhdelämmön ympärivuotisessa hyödyntämisessä yleensä, oli varmistaa, että lämpöenergiaa on riittävästi saatavilla riippumatta kylmäenergian tarpeen määrästä. Tekojäärata ulkona ja Brittiläisen Kolumbian suhteellisen leuto ilmasto talvella tarkoitti, että kylmäkoneistoa on ajettava suurehkoilla teholla myös kylmimpään talviaikaan. Täten kylmäkoneisto tuottaa riittävän määrän lauhdelämpöä myös kylmillä ulkoilman lämpötiloilla. Lisäksi hetkellisiltä lämpöenergian saatavuuden katkoksilta välttyttiin tehostamalla jääradan alapuolelle joka tapauksessa asennettavaa routasuojauksia. Normaalisti routasuojauksen liuoksen lämpötila on noin 4 °C, mutta esimerkin tapauksessa se nostettiin 24 °C:seen. Täten rakennuksen alla olevaan maakerrokseen saadaan varastoitua lämpöenergiaa jota voidaan hyödyntää, mikäli lämmitystarve hetkellisesti kasvaa korkeaksi. Kenttäalueen alapuolisen lämpimämmän maan negatiiviset vaikutukset jäärataan minimoitiin kasvattamalla jääradan alapuolisen eristyksen paksuutta 150 mm:iin. (Sutherland 2015)

Kompressorien tuottama lauhdelämpö ja maaperään varattu lämpöenergia tarjoavat jatkuvat lämpöenergian lähteen, jolla tuotetaan 28 °C lämpöistä glykooliliuosta. Liuos toimii suoraan yleisten tilojen lattialämmityksen lähteenä. Tarvittaessa liuoksen lämpötilaa nostetaan lämpöpumpun avulla tasolle 35...40 °C, jolloin se soveltuu myös koko rakennuksen kaikkien ilmanvaihtokoneiden lämmönlähteeksi. Lämmin käyttövesi tuotetaan kahdessa vaiheessa. Ensin vesi esilämmitetään osana kompressorien jäähdytystä lämpötilaan 38...49 °C, jonka jälkeen lopullinen lämmitys 60 °C:seen tapahtuu lauhdeliuosta hyödyntävän lämpöpumpun avulla. Hallitilan ilmankuivaus on toteutettu esimerkin jäähallia varten erikseen suunnitellun sorptiokuivaimen avulla, joka tavanomaisen yli 100 °C:n regenerointi-ilman lämpötilavaatimuksen sijaan toimii jo 52 °C:n lämpötilalla. Kuten lämmin käyttövesi, myös sorptiokuivaimen regenerointi-ilman lämmitykseen käytetty glykooliliuos lämmitetään kahdessa vaiheessa. (Sutherland 2015)

Sähkönkulutus on minimoitu hyödyntämällä moderneja, taajuusmuuttajin tarpeenmukaisesti ohjattuja kompressoreita, pumppuja ja puhaltimia. Rakennusautomaatio valvoo, että energiankulutus on jatkuvasti pienimmillään. Kylmäkoneiston COP huomioiden ainoastaan kylmäenergiapuolen on 4,62, ja ottaen huomioon, että 100 % lauhdelämmöstä otetaan talteen, on yhteenlaskettu kylmä- ja lämpöenergian tuoton COP jopa 10,2. Mikäli kylmäenergialle

on ilmastoinnin muodossa tarvetta, otetaan se talteen jääradalta peräisin olevan lumen sulatukseen käytettyyn kaivantoon asennetun kylmäsilman avulla. Keskimäärin noin 40 % kylmäkoneiston lauhdelämmöstä riittää kattamaan esimerkin jäähallin koko lämpöenergian tarpeen. Loput 60 %, eli vuositasolla noin 830 MWh, talteenotetusta kylmäkoneiston lauhdelämmöstä kuljetetaan taajuusmuuttajaohjattujen pumppujen avulla glykooliliuoksen muodossa noin 400 metrin etäisyydellä sijaitsevan asutuskeskuksen lämpöenergian lähteeksi. Tämä ei yksin riitä koko asutuskeskuksen lämmitykseen, mutta täten varmistutaan, että 100 % lauhdelämmöstä on hyödynnetty. (Sutherland 2015)

## **2.4 Rakentamismääräykset jäähallien osalta Suomessa**

Suurimmaksi osaksi jäähalleille sovelletaan Suomen rakentamismääräyskokoelman (SRMK) mukaisia ohjeita. Uudisrakenteisia jäähalleja koskevat yleensä esimerkiksi ilmatii- viysvaatimukset, rakennusosakohtaiset U-arvovaatimukset, lämpöhäviövaatimukset, ilman- vaihdon energiatehokkuusvaatimukset, lämmitysjärjestelmän tehovaatimukset, sekä vaati- mukset mittauksille (Laitinen et al. 2014). Energiatehokkuusvaatimusten soveltaminen jää- hallien tapauksessa ei kuitenkaan ole täysin yksiselitteistä. SRMK:n osa D3, rakennusten energiatehokkuus, jakaa uudisrakennukset seuraaviin käyttötarkoituksiluokkiin:

1. Erilliset pientalot sekä rivi- ja ketjutilat
2. Asuinkerrostalot
3. Toimistorakennukset
4. Liikerakennukset
5. Majoitusliikerakennukset
6. Opetusrakennukset ja päiväkodit
7. Liikuntahallit pois lukien uima- ja jäähallit
8. Sairaalat
9. Muut rakennukset (SRMK D3 2012)

Tämän perusteella jäähallit kuuluvat luokkaan yhdeksän, ”muut rakennukset”. Toisaalta määräysten ulkopuolella ilmoitetaan olevan seuraavan kuvauksen mukaiset rakennukset:

*”Tuotantorakennus, jossa tuotantoprosessi luovuttaa niin suuren mää-  
rän lämpöenergiaa, että halutun huonelämpötilan aikaansaamiseen ei  
tarvita ollenkaan tai tarvitaan vain vähäisessä määrin muuta lämmitys-  
energiaa tai tuotantotila, jossa lämmityskauden ulkopuolella runsas läm-  
möneristys nostaisi haitallisesti huonelämpötilaa tai lisäisi oleellisesti  
jäähdytysenergian kulutusta.” (SRMK D3 2012)*

Tämän perusteella jäähallit, joissa lämmitystarpeet katetaan kokonaan tai suurissa määrin lauhdelämmöllä siten, että ”halutun huonelämpötilan aikaansaamiseksi ei tarvita ollenkaan tai vain vähäisessä määrin muuta lämpöenergiaa”, ovat täysin energiatehokkuusmääräysten ulkopuolella. Mikäli lämmitykseen käytetään lisäksi esimerkiksi kaukolämpöä ja kyseinen jäähalli kuuluu täten luokkaan yhdeksän, ”muut rakennukset”, tulee sen täyttää kaikki SRMK:n osan D3 vaatimukset, pois lukien osa 2.2, ”Kesäajan huonelämpötilan hallinta”. Määräysten mukaisuuden osoittamista hankaloittaa myös se, ettei luokan yhdeksän raken- nuksille ole määritetty standardikäytön kuvausta, jota muiden rakennusluokkien osalta käy- tetään sisälämpötilojen ja ilmavirtojen määräysten yhteydessä. Näiden tapauksessa tulee luo- kan yhdeksän rakennusten käyttää suunnitteluarvoja. (SRMK D3 2012, Laitinen et al. 2014)

Korjausrakentamisen osalta jäähalleja ei mainita poikkeuksena, vaan niitä koskevat normaalit määräykset. Korjausrakentamisen energiatehokkuusmääräyksissä annetaan kolme vaihtoehtoa, joista yhden tulee täytyä:

1. Jäähalli täyttää rakennusosakohtaiset vaatimukset
2. Jäähalli täyttää standardikulutukseen perustuvan energiankulutuksen vaatimukset
3. Jäähalli täyttää standardikulutukseen perustuvan kokonaisenergiankulutuksen (E-luku) vaatimukset

Näistä vaihtoehdot kaksi ja kolme karsiutuvat pois, sillä jäähalleille ei määräyksissä ole eritelty standardikäyttöä, eikä niitä myöskään erikseen mainita vaihtoehtojen vaatimusten kohteina olevien rakennustyyppien listassa. Vaihtoehto yksi ei riipu rakennustyyppistä. Täten jäähallien korjausrakentamisessa on täytettävä rakennusosakohtaiset vaatimukset. (Laitinen et al. 2014)

E-luvun ja siihen liittyvän energiatodistuksen osalta määräykset jäähallien tapauksessa ovat ristiriitaisia. Edellisen vuonna 2007 voimaan tulleen energiatodistuslain aikana myös jäähalleilta vaadittiin esille laitettava energiatodistus, mutta tämä johtunee enimmäkseen siitä, ettei jäähalleja mahdollisesti epähuomiossa ymmärretty merkitä poikkeuksena vaatimuksen ulkopuolelle. Lain seurauksena jäähallit luokiteltiin energiatodistuslain piirissä samaan kategoriaan teatterien ja museoiden kanssa. Asia korjattiin vuonna 2013 voimaan tullessa päivityksessä, jossa jäähallit poistettiin kokonaan energiatodistuksen piiristä. Tämä oli järkevää, sillä ennen kuin jäähalleja voidaan energiankulutuksen perusteella alkaa luokittelemaan, tulee energiankulutuksen laskentaan luoda selkeä ohjeistus ja mittaustulosten perusteella määritellä kulutukselle vertailuarvot. Jäähalleille ei nimittäin ole toistaiseksi ollut E-lukuvaatimusta ollenkaan. Tilanne kuitenkin muuttui jälleen 1.7.2016, kun vuoden 2013 energiatodistuslakiin astui voimaan päivitys, jonka seurauksena jäähallit kuuluvat energiatodistuksen suhteen samaan kategoriaan muiden liikuntahallien kanssa. Täten jäähallien tulee laittaa esille laskennalliseen E-lukuun perustuva energiatodistus, jossa kyseinen jäähalli luokitellaan energiankulutuksen perusteella luokkaan A-G. Luokitusten mukaiset E-lukurajat on esitetty taulukossa 4. (Ympäristöministeriö 2016)

*Taulukko 4. Myös jäähallien tapauksessa voimassa oleva E-lukuun perustuva energiatodistuksen energiatehokkuusluokittelu. (Ympäristöministeriö 2016)*

Energiatehokkuusluokka	Kokonaisenergiankulutus, E-luku [kWh/m <sup>2</sup> vuosi]
A	≤ 90
B	91...130
C	131...170
D	171...190
E	191...240
F	241...280
G	≥ 281

Ongelmana on, ettei jäähalleille ole esitetty standardisoitua E-luvun laskentamenetelmää. VTT:n vuonna 2014 julkaisemassa tutkimusraportissa ”Jäähallin määräystenmukaisuuden osoittaminen” ehdotetaan, että jäähalleille tulisi laskea E-luku ottamatta kylmäprosessia tai jään ylläpitoon ja ilman kuivatukseen kuluva energia huomioon ollenkaan. Perusteluina kylmäprosessin huomiotta jättämiselle on, ettei esimerkiksi myöskään paljon kylmälaitteita

sisältävän liikerakennuksen tapauksessa kylmäprosessia tarvitse määräysten nojalla huomioida. Jään ylläpidon ja kosteudenhallinnan aiheuttamat energiakulut puolestaan voidaan jättää raportin mukaan laskennan ulkopuolelle, koska näille ei ole esitetty yleisesti hyväksyttävää laskentamenetelmää, eikä jäähalliprosessien käsittely nykyisellään sisälly simulointiohjelmien virallisiin versioihin. (Laitinen et al. 2014)

Tämä herättää kysymyksen, onko E-luvun avulla tarkoitus realistisesti kuvata jäähallin toiminnasta aiheutuvaa energiankulutusta, vai pyrkiä jäähallin toiminnalle ominaisia kulutustekijöitä laskuista karsimalla päätymään ”kokonaiskulutustukemiin”, joilla jäähalli voidaan toki luokitella kulutukseltaan energiatehokkuusluokkaan A, mutta varsinainen käytännön yhteys jäähallin todelliseen energiatehokkuuteen puuttuu. Otetaan esimerkiksi tyypillinen pinta-alaltaan 4000 m<sup>2</sup> kokoinen yksiratainen jäähalli, joka kuluttaa vuositasolla 1000 MWh sähköä ja 500 MWh lämpöä. 1500 MWh:n kokonaiskulutuksella kyseessä ei ole kovin energiatehokas jäähalli. Sähkönkulutuksesta 75 % aiheutuu kylmäkoneistosta ja ilman kuivatuksesta. Jättämällä nämä laskuista huomioimatta, ja kertomalla sähkön- ja kaukolämmönkulutukset E-luvun laskentaohjeiden mukaisilla kertoimilla 1,7 ja 0,7, saa esimerkin jäähalli E-luvun 194 kWh/m<sup>2</sup>/vuosi. Tällä se saa kohtalaisen energiatehokkuusluokituksen ”E”. Todellisella kulutuksella laskettu E-luku puolestaan on 513 kWh/m<sup>2</sup>/vuosi, millä se on syvällä heikoimmassa ”G”-luokituksessa. Toisaalta, saman kokoinen jäähalli, joka kuluttaa vuositasolla 1000 MWh sähköä ja hoitaa suurimman osan lämmitystarpeestaan lauhdelämmöllä, voi saada E-luvukseen 213 kWh/m<sup>2</sup>/vuosi. Tämä esimerkiksi siinä tapauksessa, että kyseinen jäähalli on panostanut energiatehokkaaseen kylmäkoneistoon ja saanut sen ja siihen liitetyn kondenssikuivaimen osuuden kokonaissähkönkulutuksesta tasolle 50 %, mutta joutuu lauhteen lisäksi kylmään talvisaikaan turvautumaan sähkövastuksin lämmitettyyn lämminvesivaraajaan.

Vaikka jälkimmäinen jäähalli kuluttaa vuositasolla kolmasosan ensimmäistä vähemmän energiaa ja on täten selvästi energiatehokkaampi, joutuu se nykymääräyksillä laittamaan esille ensimmäistä heikomman energiatodistuksen. Jäähallit ovat rakennuskokonaisuuksina hyvin omalaatuisia, eikä niitä voida määräysten tai ohjeiden valossa rinnastaa mihinkään muihin rakennuksiin. Se, että jäähallien energiatehokkuutta pyritään edistämään tekemällä E-luvun laskenta ja energiatodistuksen hankinta pakollisiksi, ei itsessään ole ollenkaan huono suuntaus. Jäähallien rinnastaminen muihin liikuntahalleihin ja energiatehokkuuslaskuissa merkittävimpien kulutustekijöiden huomiotta jättäminen puolestaan eivät ratkaisuihin ole kestävä kehityksen mukaisia. Jäähalleille on Suomen rakentamismääräyskokoelmaan saatava oma kategoriansa, ja niiden E-luvun laskentaan ja energiatehokkuuden luokitteluun tulee kehittää oma, nimenomaan jäähallien tapauksessa toimivaksi, järkeväksi ja reiluksi todistettu menetelmä.

## 3 Tutkimusmenetelmät

### 3.1 Tutkimussuunnitelma

Seurantamenetelmän kehityksen tueksi valittiin viisi toisistaan kooltaan, käyttöönottovuosisiltaan ja teknisiltä toteutuksiltaan poikkeavaa jäähallia, joissa suoritettiin noin viikon pituinen mittausjakso. Tutkimuskohteiksi valittiin jäähalleihin tutustuminen aloitettiin perustietojen keräämisellä sekä omatoimisesti että kyselyn kautta. Tarkoituksena oli luoda parempi yleiskuva kunkin hallin toiminnasta, jotta itse mittausjaksoon voitiin valmistautua mahdollisimman hyvin.

Mittausjakson aikana seurattiin ilmanvaihtokoneistojen toimintaa mittaamalla kanavissa kulkevan ilman lämpötilaa ja suhteellista kosteutta kaikista kohdista, joissa niissä oletettavasti tapahtuu muutosta, ja joihin mittalaite oli mahdollista asettaa. Lisäksi hiilidioksidipitoisuutta pyrittiin mittaamaan tuloilmasta, hallitilasta ja poistoilmasta. Myös poistoilman häikäipitoisuus oli seurannan alaisena. Ilmanvaihdon energialaskujen kannalta hyödyllisiä tulo- ja poistoilmojen tilavuusvirtoja mitattiin seuraamalla tulo- ja poistoilmapuhaltimen ylittävää paine-eroa, mikäli järjestelmässä oli mittausta varten sopivat mittapistet. Tulo- ja poistoilmojen tilavuusvirtojen ja hiilidioksidipitoisuuksien perusteella voitiin määrittää myös raitisilman tilavuusvirta. Tilavuusvirtojen ja lämpötilaerojen avulla voitiin laskea kussakin ilmanvaihdon vaiheessa ilman lämmitykseen ja viilennykseen käytetty energiamäärä.

Ilmanvaihdon puhaltimien ja kylmäkoneiston sähkönkulutuksen suhteen jouduttiin tämän diplomityön yhteydessä tyytymään rakennusautomaatiosta saataviin tietoihin. Kaikissa tutkimuskohteissa näitä ei ollut alamittaroitu, jolloin sähkönkulutuksen suhteen voitiin seurata ainoastaan koko kiinteistön tunti- tai päiväkohtaista sähkönkulutusta. Sentteri Tampereen ja Tapiolan harjoitusjäähallin tapauksissa tutkimuskohteina oli vain osa koko jäähallikiinteistöistä, eikä näiden osuutta kiinteistöjen kokonaissähkönkulutuksesta ollut mahdollista selvittää.

Klaukkalan harjoitusjäähallin asennettiin jään alle lämpövirtalevy, joka mittasi jäähän kohdistuvaa lämpökuormaa. Vertaamalla tätä kylmäkoneiston sähkönkulutukseen voitiin laskea kylmäkoneiston kylmäkerroin eli COP, ja samalla myös tuotetun lauhde-energian määrä. Vertaamalla tuotetun lauhde-energian määrää kulutetun kaukolämmön määrään voitiin tehdä päätelmiä mahdollisesta energiansäästöpotentialista. Jäähän kohdistuvaa lämpökuormaa verrattiin hallitilassa vallitseviin jäätä lämmittäviin tekijöihin, kuten ilman lämpötilaan ja jäänhoitokertojen määrään. Ottamalla huomioon jäänhoidossa käytetyn veden määrä ja lämpötila voitiin tehdä päätelmiä myös muiden tutkimuskohteiden jääratoihin kohdistuvasta lämpökuormasta ja täten niiden kylmäkoneistojen hyötysuhteista.

Kunkin tutkimuskohteen rakennusautomaatiota hyödynnettiin mahdollisuuksien mukaan omien mittauksen vertailudatan keräämiseen ja erinäisten laitteistojen energiankulutuksen seuraamiseen. Rakennusautomaatioiden laajuudet kuitenkin vaihtelivat tutkimuskohteiden välillä ja niistä saatavien mittauksien laajuudet olivat hyvin eri tasoilla.

### 3.2 Mittalaitteet ja niiden sijoittelu

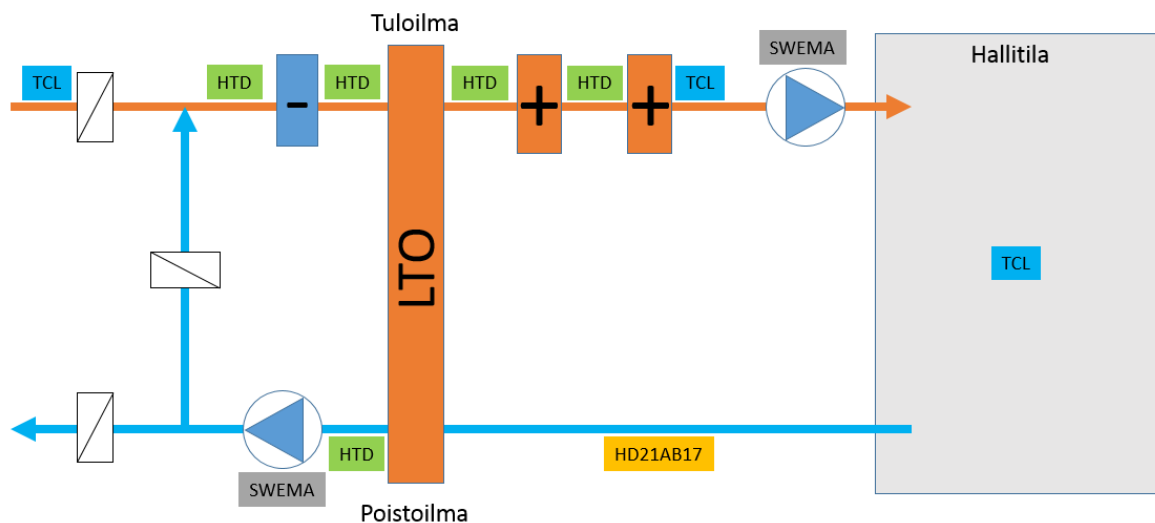
Ilmanvaihdon ja hallitilan mittauksiin käytetyt laitteet on esitelty taulukossa 5. Taulukon laitteiden lisäksi lämpövirtaa jään läpi mitattiin Hukseflux HFP01 -lämpövirtalevyllä, jonka

mittaustarkkuus on  $\pm 3 \%$  (Hukseflux Thermal Sensors 2016). Lämpövirtalevyn jännitesignaali tallennettiin Grant 1000 -sarjan loggeriin yhden minuutin väleinä hetkellisinä arvoina. Tallennetut jännitesignaalit muutettiin lämpövirta-arvoiksi laitekohtaisen kertoimen avulla, joka kyseiselle lämpövirtalevyille oli tehdaskalibroinnin mukaan  $60,4 \text{ W}/(\mu\text{V}\cdot\text{m}^2)$ .

*Taulukko 5. Ilmanvaihdon ja hallitilan ilman tilan mittauksiin käytetyn mittalaitteet. Mittaustarkkuuksien lähteinä ovat laitteiden tekniset toimintaselostukset. (Rotronic Group 2014, Pietiko Oy, Deltaohm 2016, Pietiko Oy, Swema 2016, Pietiko Oy 2016)*

Laite	Kuvaus	Mittaustarkkuus	Lyhenne
Swema 3000 md	Tarkkuuspaine-eromittari	$\pm 0,3 \%$ lukemasta, vähintään $\pm 0,3 \text{ Pa}$ , $2...49 \text{ m/s}$	SWEMA
Rotronic CL11	Mittaa: $\text{CO}_2$ , lämpötila, RH	$\pm 30 \text{ ppm}$ tai $\pm 5 \%$ lukemasta, $< 2,5 \%$ RH ( $10...90 \%$ RH), $\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$	TCL
Delta Ohm HD21AB17	Mittaa: $\text{CO}_2$ , CO, lämpötila, RH	$\text{CO}_2$ : $\pm 50 \text{ ppm} + 3 \%$ lukemasta, CO: $\pm 3 \text{ ppm} + 3 \%$ lukemasta, RH: $\pm 2 \%$ RH ( $10...90 \%$ RH), muuten $\pm 2,5 \%$ RH, T: $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C} \pm 0,15 \%$ lukemasta	HD21AB17
Theradata HTD	Mittaa: lämpötila, RH	T: $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ( $0...+45 \text{ }^\circ\text{C}$ ), $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$ ( $-20...+70 \text{ }^\circ\text{C}$ ), $\pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ( $+70...+85 \text{ }^\circ\text{C}$ ), RH: $\pm 2 \%$ RH at $+25 \text{ }^\circ\text{C}$ ( $10...90 \%$ RH)	HTD

Mittalaitteiden tavoitesijoittelu ilmanvaihtokoneistoon taulukon 5 mukaisin lyhentein on esitetty kuvassa 23. Tavoitteena oli mitata ilman tilaa kaikista paikoista, joissa siinä on oletettavasti tapahtunut muutosta. Mittaussuunnitelman mukaan HTD-laitteilla mitattiin ilman lämpötilaa ja suhteellista kosteutta tuloilmapuolelta kiertoilmakanavan, kondenssikuivaimen, LTO:n ja kaikkien lämmityspatterien jälkeen, ja lisäksi poistoilmapuolelta LTO:n jälkeen. TCL-laitteet mittasivat lämpötilan ja suhteellisen kosteuden lisäksi ilman hiilidioksidipitoisuutta raitisilmakammioista, tuloilmasta ja hallitilasta. HD21AB17 mittasi näiden lisäksi ilman häkäpitoisuutta poistoilmasta. Tarkkuuspaine-eromittarit SWEMA:t mittasivat tulo- ja poistopuhaltimien yli vaikuttavaa paine-eroa. Lisäksi ulkoilman lämpötilaa ja suhteellista kosteutta mitattiin HTD-laitteella. Kaikkien mittalaitteiden mittaussäveliksi asetettiin viisi minuuttia.



*Kuva 23. Ilmanvaihtokoneiston ja hallitilan mittaussuunnitelma mittalaitteineen.*

### 3.3 Mittaustulosten laskennallinen analyysi

Ilmanvaihtokoneiston tilavuusvirrat puhaltimeen yli vaikuttavan paine-eron perusteella lasketaan kaavalla

$$q_{iv} = \frac{1}{k} \sqrt{\Delta p} \quad (1)$$

missä  $q_{iv}$  on ilman tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $k$  on järjestelmäkohtainen vakio [-]  
 $\Delta p$  on puhaltimeen yli vaikuttava paine-ero [Pa]

Ilmanvaihdon lämmityspatterin lämmitysteho tai jäähdytyspatterin, joka ei aiheuta ilman sisältämän kosteuden tiivistymistä, jäähdytysteho lasketaan kaavalla

$$P = q_{iv} \rho_i c_i \Delta T \quad (2)$$

missä  $P$  on lämmitys/jäähdytysteho [kW]  
 $q_{iv}$  on ilman tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $\rho_i$  on ilman tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $c_i$  on ilman ominaislämpökapasiteetti [ $\text{kJ}/(\text{K} \cdot \text{kg})$ ]  
 $\Delta T$  on patterin yli vaikuttava lämpötilaero [K]

Mikäli ilman lämpötilan muutoksesta aiheutuu kosteuden tiivistymistä, kuten kondenssi-kuivaimissa, tulee jäähdytystehon laskennassa huomioida kosteuspitoisuuden muutoksesta aiheutunut entalpiamuutos. Ilman entalpia voidaan laskea kaavalla (Seppänen 1996)

$$h = 1,006 \cdot T + \frac{v_i}{\rho_i} (2501 + 1,85 \cdot T) \quad (3)$$

missä  $h$  on ilman entalpia [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]  
 $T$  on ilman lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $v_i$  on ilman vesihöyrypitoisuus [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $\rho_i$  on ilman tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

Ja jäähdytyspatterin jäähdytysteho puolestaan kaavalla

$$P = q_{iv} \rho_i (h_1 - h_2) \quad (4)$$

missä  $P$  on jäähdytysteho [kW]  
 $q_{iv}$  on ilman tilavuusvirta [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]  
 $\rho_i$  on ilman tiheys [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]  
 $h_1$  on ilman entalpia ennen jäähdytystä [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]  
 $h_2$  on ilman entalpia jäähdytyksen jälkeen [ $\text{kJ}/\text{kg}$ ]

Ilmanvaihdon LTO:n hyötysuhteen laskentaan voidaan hyödyntää ilman lämpötila- tai entalpiaeroja. Lämpötilahyötysuhdetta voidaan käyttää, kun kosteuden siirtymistä ilmavirtojen välillä ei tapahdu. Lämpötilahyötysuhde lasketaan kaavalla

$$\eta_{LTO,T} = \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_1} \quad (5)$$

missä  $\eta_{LTO,T}$  on LTO:n lämpötilahyötysuhde [-]  
 $T_1$  on tuloilman lämpötila ennen LTO:ta [°C]  
 $T_2$  on tuloilman lämpötila LTO:n jälkeen [°C]  
 $T_3$  on poistoilman lämpötila ennen LTO:ta [°C]

LTO:n entalpiahyötysuhdetta käytetään, jos kosteuden siirtyminen ilmavirtojen välillä on mahdollista. Entalpiahyötysuhde lasketaan kaavalla

$$\eta_{LTO,h} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_1} \quad (6)$$

missä  $\eta_{LTO,h}$  on LTO:n entalpiahyötysuhde [-]  
 $h_1$  on tuloilman entalpia ennen LTO:ta [kJ/kg]  
 $h_2$  on tuloilman entalpia LTO:n jälkeen [kJ/kg]  
 $h_3$  on poistoilman entalpia ennen LTO:ta [kJ/kg]

Ilmanvaihdon raitisilmavirta voidaan määrittää laskennallisesti tulo- ja poistoilmojen tilavuusvirtojen ja hiilidioksidipitoisuuksien perusteella. Ajatuksena tässä on, että mittaamalla tai olettamalla ulkoilman hiilidioksidipitoisuus voidaan laskea, kuinka suuri osuus tuloilmasta on raitisilmaa perustuen tuloilman poistoilmaa pienempään hiilidioksidipitoisuuteen. Yksikössä [ppm] mitatut hiilidioksidipitoisuudet muutetaan ensin konsentraatioiksi kaavalla

$$C = \frac{PPM_{CO_2}}{V_m / M_{CO_2}} \quad (7)$$

missä  $C$  konsentraatio [mg/m<sup>3</sup>]  
 $PPM_{CO_2}$  on hiilidioksidipitoisuus [ppm]  
 $V_m$  on moolitilavuus [l/mol]  
 $M_{CO_2}$  on hiilidioksidin moolimassa [g/mol]

Tämän jälkeen raitisilman osuus tuloilmasta voidaan laskea kaavalla

$$\frac{q_r}{q_{iv}} = \frac{c_p - c_t}{c_p - c_r} \quad (8)$$

missä  $q_r$  on raitisilmavirta [m<sup>3</sup>/s]  
 $q_{iv}$  on tuloilmavirta [m<sup>3</sup>/s]  
 $c_p$  on poistoilman CO<sub>2</sub>-konsentraatio [mg/m<sup>3</sup>]  
 $c_t$  on tuloilman CO<sub>2</sub>-konsentraatio [mg/m<sup>3</sup>]  
 $c_r$  on raitisilman CO<sub>2</sub>-konsentraatio [mg/m<sup>3</sup>]

Hallitilan hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella voidaan määrittää jääradan käyttöasteet, sillä hiilidioksidia jäähallioloissa tuottaa ainoastaan ihmisten toiminta. Lisäksi havaittiin, että hiilidioksidipitoisuus oli nousussa aina jääradan ollessa käytössä, ja laskussa kun jäärata oli käyttämättä. Täten voidaan hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella määrittää, milloin jäärata on ollut käytössä ja milloin ei. Kriteeriksi analyysiin asetettiin, että mikäli kuluneen tunnin yksittäinen maksimipitoisuus ylitti edeltäneen tunnin yksittäisen



maksimipitoisuuden, todettiin jääradan olleen käytössä. Lisäksi kunkin jäähallin aukioloajaksi asetettiin päivittäin 7:00–23:00 riippumatta todellisista aukioloajoista, jotta keskinäinen vertailu helpottuisi.

Ilmanvaihdon kosteudenhallinnan toiminnan analysointia varten tuli mitatut lämpötilat ja suhteelliset kosteudet muuttaa absoluuttisiin kosteus- tai vesihöyrypitoisuuksiin. Muutoslasku on monivaiheinen ja se perustuu yleiseen kaasulakiin. Prosessi on kuvattu lähteessä (Mander 2012). Lopullinen, normaalipaineessa pätevä absoluuttisen kosteuden, lämpötilan ja suhteellisen kosteuden yhteys saa muodon

$$v = \frac{6,112 \cdot e^{\frac{17,67 \cdot T}{T+243,5}} \cdot RH \cdot 2,1674}{273,15+T} \quad (9)$$

missä  $v$  on ilman vesihöyrypitoisuus eli absoluuttinen kosteus [ $\text{g/m}^3$ ]  
 $T$  on ilman lämpötila [ $^{\circ}\text{C}$ ]  
 $RH$  on ilman suhteellinen kosteus [%]

Absoluuttisen kosteuspitoisuuden perusteella voidaan määrittää ilmanvaihdon mukana halitilaan pääsevän kosteuden määrä ja täten myös kondenssiongelmien todennäköisyys. Lisäksi kuivainten toimintaa voidaan paremmin verrata keskenään, sillä absoluuttisen kosteuden määrä ilmassa ei suhteellisen kosteuden tavoin riipu ilman lämpötilasta.

Kylmäkoneiston kylmäkerroin lasketaan kaavalla

$$COP = \frac{P_{\text{jäähdytys}}}{P_{\text{sähkö}}} \quad (10)$$

missä  $COP$  on kylmäkerroin  
 $P_{\text{jäähdytys}}$  on kylmäkoneiston tuottama jäähdytysteho  
 $P_{\text{sähkö}}$  on kompressorien sähköteho

Ja kylmäkoneiston tuottaman lauhde-energian määrä lasketaan kaavalla

$$E_{\text{lauhde}} = E_{\text{sähkö}}(1 + COP) \quad (11)$$

missä  $E_{\text{lauhde}}$  on lauhde-energia  
 $E_{\text{sähkö}}$  on kompressorien kuluttama sähköenergia  
 $COP$  on kylmäkoneiston kylmäkerroin

Laskuissa esiintyvien vakioden arvoina on käytetty seuraavia:

$$\begin{aligned} \rho_i &= 1,25 \text{ kg/m}^3 \\ c_i &= 1,006 \text{ kJ/(K}\cdot\text{kg)} \\ V_m &= 22,414 \text{ l/mol} \\ M_{\text{CO}_2} &= 44,01 \text{ g/mol} \end{aligned}$$

## 4 Tutkimuskohteet ja mittausjaksot

### 4.1 Klaukkalan harjoitusjäähalli

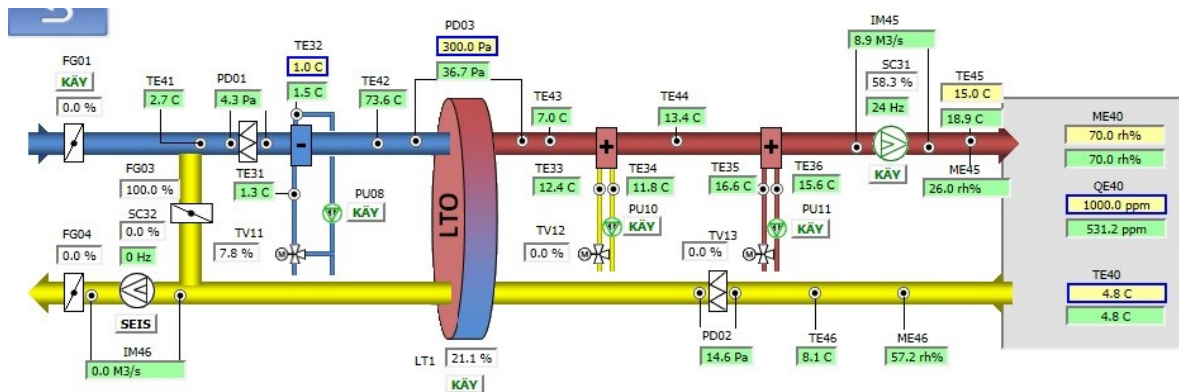
#### 4.1.1 Kohdekuvaus

Klaukkalan harjoitusjäähalli on Klaukkalan jäähallin yhteyteen vuonna 2014 valmistunut laajennusosa, joka jäähallitekniikan kannalta toimii omana kokonaisuutenaan. Alkuperäinen jäähalli on valmistunut vuonna 1989. Harjoitushallilla on oma alamittaroitu ilmanvaihto- ja kylmäkoneistonsa, mutta kaukolämmön kulutuksen suhteen seurataan koko kahden jäähallin keskuksen toimintaa. Veden kulutukselle harjoitushallissa on oma mittarinsa. Harjoitushalli on tilavuudeltaan 15 000 m<sup>3</sup> ja pinta-alaltaan 1833 m<sup>2</sup>. Jäärata on mitoiltaan 58 m × 26 m, ja seisomakatsomopaikkoja on 60. Yleiskuva hallitilasta on esitetty kuvassa 24. Harjoitus-halli on käytössä 10 kuukautta vuodesta.



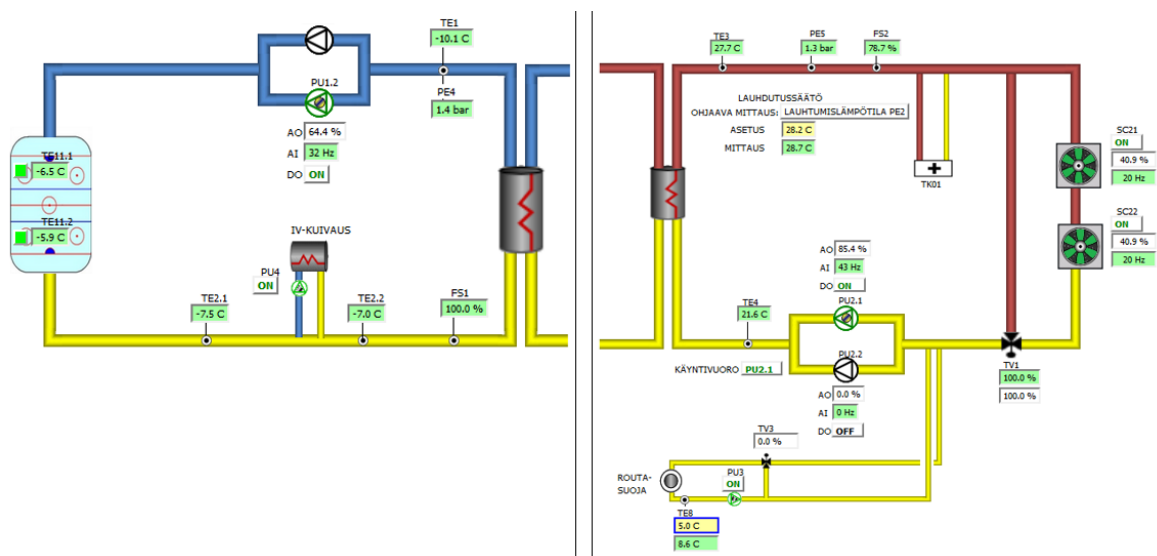
Kuva 24. Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitila.

Harjoitushallin ilmanvaihtokoneistossa on maksimitilavuusvirroiltaan 4 m<sup>3</sup>/s tulo- ja poistoilmapuhaltimet. Ilmanvaihdon kaavio rakennusautomaatiosta on esitetty kuvassa 25. Poistoilmapuhallin on sijoitettu poistoilmakanavassa kiertoilmahaarauman jälkeen. Tässä ajatuksena on ollut, että kiertoilmakäyttö voidaan toteuttaa pelkällä tuloilmapuhaltimella. Tuloilmakanavassa on raitisilmapellin jälkeen kiertoilmayhteys, kondenssikuiivain, regeneratiivinen pyörivä poistoilman LTO, lauhdelämpöpatteri ja kaukolämpöpatteri. Ilmanvaihdon toiminta on automatisoitu siten, että hallitilassa ylläpidetään suhteellisen kosteuden, hiilidioksidin ja lämpötilan asetusarvot. Puhallintehon säätö on portaaton välillä 0...100 %.



Kuva 25. Klaukkalan harjoitusjäähallin ilmanvaihtokaavio rakennusautomaatiosta.

Harjoitushallin kylmäkoneisto koostuu kahdesta sähköteholtaan 75 kW:n kompressorista, joilla voidaan tuottaa 320 kW:n jäähdytysteho. Kylmä- ja lauhdeliuosten virtausnopeuksia ohjataan automatisoiduilla taajuusmuuttajin varustetuilla pumpuilla. Liuoskiertojen kaavio on esitetty kuvassa 26. Kylmäliuos kiertää jääradan kautta ilmanvaihdon kondenssi-kuivaimelle ja lopulta takaisin kylmäkoneistolle. Lauhdeliuos voidaan ohjata ilmanvaihdon ensimmäiseen lämmityspatteriin, jonka jälkeen se kulkee tilanteesta riippuen joko suoraan tai lauhdepuhaltimien kautta routasuojausputkistoon ja takaisin kylmäkoneistolle. Huomioitavaa on, ettei lauhdekierrossa ole mahdollisuutta lauhdelämmön hetkelliseen varastointiin esimerkiksi lämminvesivaraajan muodossa.



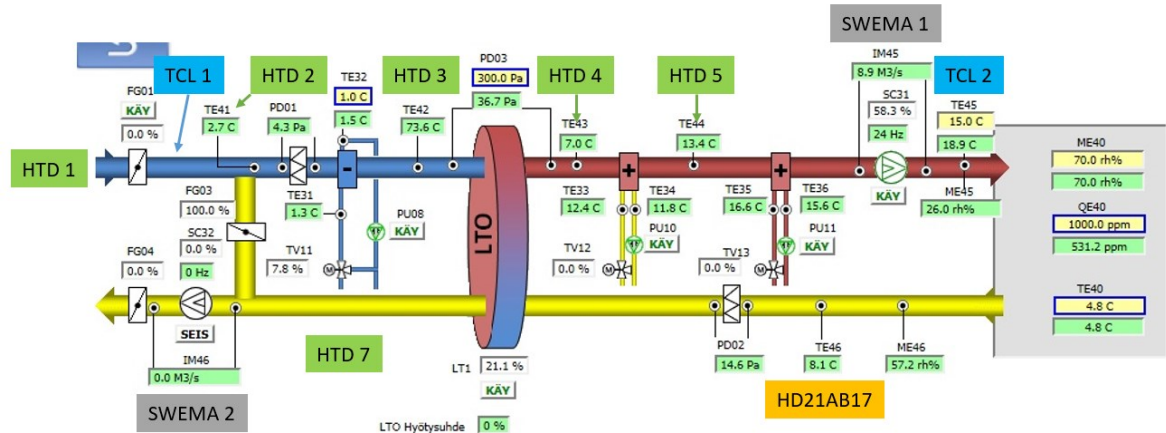
Kuva 26. Klaukkalan harjoitusjäähallin kylmäkoneiston kylmäliuoskierto (vasemmalla) ja lauhdeliuoskierto (oikealla).

Hallihenkilökunnan ilmoittamien tietojen mukaan harjoitushalli kulutti vuonna 2015 sähköä 441 877 kWh ja vettä 1618 m<sup>3</sup>. Koko jäähallikeskus kulutti kyseisenä vuonna yhteensä 422 000 kWh kaukolämpöä. Tästä harjoitusjäähallin osuudeksi on arvioitu 127 000 kWh. (VTT 2016)

#### 4.1.2 Mittausjakso

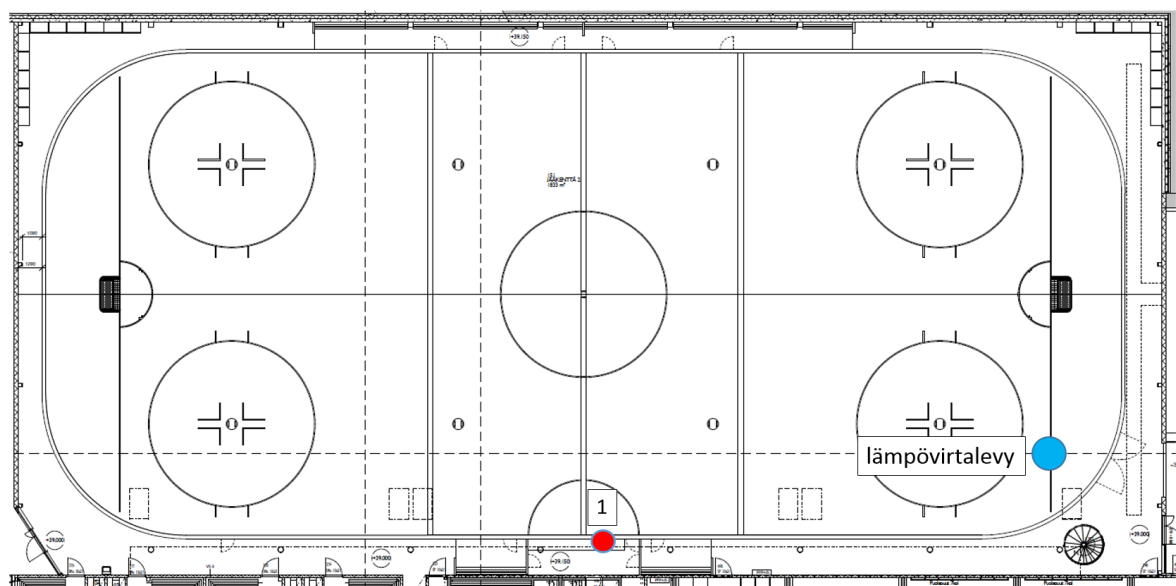
Klaukkalan harjoitusjäähallissa mitattiin kahdeksan päivän ajan kattavasti koko ilmanvaihto mukaan lukien tulo- ja poistoilmojen tilavuusvirrat. Mittauksissa onnistuttiin noudattamaan

mittausuunnitelmaa hyvin. Ilmanvaihtokoneistoon asennetut mittalaitteet on esitetty kuvassa 27.



Kuva 27. Mittausjakson aikaisten mittalaitteiden sijainnit Klaukkalan harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneistossa.

Hallitilaan asennettujen mittalaitteiden sijainnit on esitetty kuvassa 28. Numeroitu sijainti on TCL-laitteen asennuspaikka, joka oli noin 2 metrin korkeudella jääradan pinnasta kaukalon ulkopuolella. Kuvassa on esitetty myös lämpövirtalevyn asennuksen sijainti kaukalossa.



Kuva 28. Mittausjakson aikaisten mittalaitteiden sijainnit Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilassa. Numeroituun sijaintiin asennettiin TCL-laite, ja sinisellä merkattuun sijaintiin asennettiin lämpövirtalevy.

Rakennusautomaatio ohjelmoitiin tallentamaan kaikkia mittauspisteitä, mihin oli asetettu erillinen mittauslaite. Näin saatiin omille mittauksille vertailudata, jonka avulla voitiin varmistaa mittauslaitteiden toimivuus ja järkevä sijainti. Lisäksi kattavaa rakennusautomaatiota hyödynnettiin omien mittauksen ulkopuolisten arvojen tallentamiseen. Rakennusautomaatiosta saatiin ilmanvaihdon puhaltimien sähkönkulutus ja sulkupeltien asennot, sekä paljon kylmäkoneistoon liittyvää dataa, kuten kompressorien sähkönkulutus, kylmä- ja lauhdeliuosten lämpötilat kiertojen eri vaiheissa ja jääradan alle betonilaattaan sijoitetun lämpötila-



anturin tiedot. Veden ja kaukolämmön kulutusten suhteen saatiin ainoastaan koko mittausjakson aikana kertyneet kulutukset.

## 4.2 Ylöjärven jäähalli

### 4.2.1 Kohdekuvaus

Ylöjärven jäähalli on vuonna 1999 valmistunut kaksiratainen harjoitusjäähalli. Jäähalli on tilavuudeltaan 35 000 m<sup>3</sup> ja pinta-alaltaan 4200 m<sup>2</sup>. Jääradat ovat kummatkin kooltaan 56 m × 26 m, ja katsomopaikkoja on yhteensä 500. Jäähallin käyttöjakso on 11 kuukautta vuodessa. Sekä kylmä- että ilmanvaihtokoneisto on alkuperäinen, eikä kumpaakaan ole kulutusmittauksissa alamittaroitu. Kosteusongelmien seurauksena hallitilaan on erikseen varsinaisesta ilmanvaihtolaitteistosta asennettu sorptiokuivain vuonna 2012. Hallitilan valaistus on hiljattain uusittu energiatehokkaampaan LED-valaistukseen. Osa hallitilasta on esitetty kuvassa 29. Hallitila on kaukaloiden pituussuunnassa tilan keskellä kulkevan akselin suhteen symmetrinen, kuten kuva 30 havainnollistaa.



Kuva 29. Ylöjärven jäähallin hallitilaa. Jääradoista toinen sijaitsee kuvassa vasemmalla olevan keskikäytävän toisella puolella.



Kuva 30. Tilajakoa havainnollistava kuva Ylöjärven jäähallista.

19.4 °C

13.6 °C

25.0 °C

16.1 °C

15.7 °C

2.0 °C

20.2 °C

19.0 °C

5.7 °C

99.6 %

LTO sulatus

Seis

1/2 Käy Käsä

1/1 Seis Käsä

Käy

Seis

Pelika

Pelikäyttö

Kesä/Talvi-käyttö

Kesä

KATSOMO 8.1 °C

2500.0 ppm

LVI-Elektro

26.6 %rh

5.1 °C

Sorptiokuivaimen toiminta on automatisoitu siten, että se käynnistyy laitteen anturin mita-  
tessa yli 50 %:n suhteellisen kosteuden. Jotta alkuperäisen ilmanvaihdon automaatio ja uu-  
den kuivaimen säädöt eivät menneet ristiin, on vanhasta ilmanvaihdosta kytketty automaatio  
pois päältä puhaltimien tehonsäädön suhteen. Hallihenkilökunnan mukaan tuloilmapuhallin  
käy nyt käsiohjatusti vuorokauden ympäri puoliteholla, ja poistoilmapuhallin on kokonaan  
pois päältä. Järjestelmä pyritään pitämään täysin kiertoilmakäytöllä asettamalla hallitilan  
hiilidioksidipitoisuuden maksimiarvoksi peräti 2500 ppm. Samalla poistoilman LTO jää pit-  
kälti pois käytöstä järjestelmässä olevan LTO-laitteen tyyppin takia. Sorptiokuivaimen asen-  
nuksen seurauksena kosteusongelmat on kuitenkin saatu loppumaan.



*Kuva 32. Ylöjärven jäähalliin korjaustoimenpiteenä asennettu sorptiokuivain ja sen liitos olemassa olleisiin tuloilmakanaviin.*

Ylöjärven jäähallin kylmäkoneisto koostuu kolmesta sähkötehoaan 63 kW:n kompressorista. Kylmäliuoskierrossa huomioitavaa on, että vaikka jääratoja on kaksi, ei niitä voida erikseen ohjata. Kylmäliuos siis kiertää kummankin radan rataputkiston ilman ohitusmahdollisuuksia. Täten ei ole mahdollista pienemmän kysynnän aikaan pitää ainoastaan toista radoista käytössä. Rataputkiston jälkeen kylmäliuos kiersi alun perin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen kautta, mutta se on sittemmin otettu pois käytöstä. Lauhdekierron puolella liuos kiertää ilmanvaihdon lämmityspatterien kautta jäänhoitoveden lämmitykseen ja lopulta routasuojausputkistoon. Lämpimän käyttöveden tuottamiseen lauhdelämpö oli osoittautunut riittämättömäksi, minkä seurauksena Ylöjärven jäähalli liitettiin kaukolämpöverkkoon kesällä 2015. Kaukolämpöä käytetään ainoastaan lämpimän käyttöveden lämmittämiseen.

Ilmoitettujen tietojen mukaan Ylöjärven jäähalli kulutti vuonna 2015 sähköä 1 313 724 kWh ja vettä 5717 m<sup>3</sup>. Kaukolämpöä Ylöjärven jäähalli kulutti jaksolla elokuu 2015 – heinäkuu 2016 yhteensä 106 200 kWh. (VTT 2016)

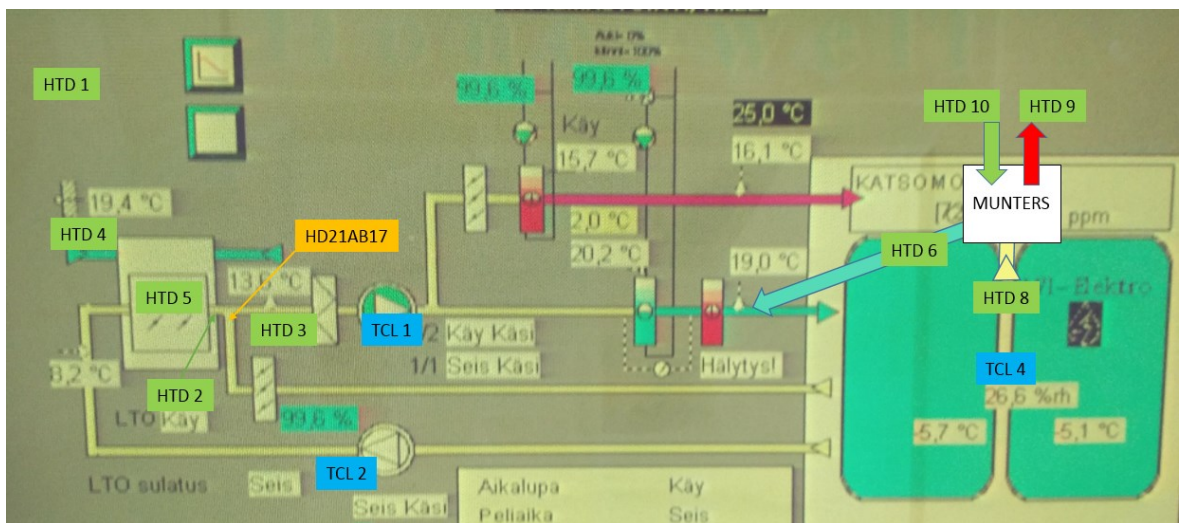
#### **4.2.2 Mittausjakso**

Ylöjärven jäähallissa suoritettiin seitsemän päivän pituinen mittausjakso. Ilmanvaihtokoneistossa ei tuloilmapuolella ollut tuloilmapuhaltimen jälkeen huoltoluukkuja, joista mittauslaitteiden asettaminen paikoilleen olisi onnistunut. Täten mittaus suunnitelmaa ei voitu täydellisesti noudattaa ja toteutuneiden mittauksen määrä pieneni. Vuodelta 1999 olleessa alkuperäisessä automaatiassa ei myöskään ollut mittausarvojen tallennusmahdollisuutta. Ilmanvaihtokoneistoon asennettujen mittareiden sijainnit on esitetty kuvassa 33. Alkuperäisen mittausohjelman lisäksi päätettiin LTO-laitteen tyyppin takia sijoittaa mittalaite myös sen si-

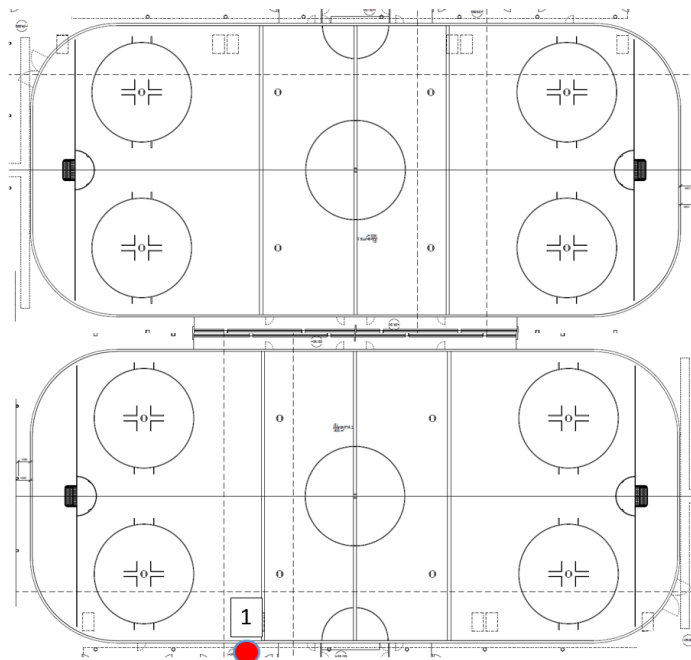


sään. Tulo- ja poistoilman tilavuusvirtojen mittaaminen ei ollut mahdollista, mutta tuloilma-puhaltimen puolitehoisen käsiohjauksen perusteella oli mahdollista arvioida tuloilman tilavuusvirraksi 3 m<sup>3</sup>/s.

Kuvassa 33 on havainnollistettu myös, miten jälkiasenteisen Munters-sorptiokuivaimen toimintaa päätettiin seurata. HTD-laitteet mittasivat lämpötilaa ja suhteellista kosteutta kuivaimen menevästä käsittelemättömästä ja sieltä poistuvasta käsitellystä ilmasta, sekä regenerointi-ilmasta otto- ja poistupuolelta. Ilmanvaihdon ja sorptiokuivaimen lisäksi ulkoilmasta mitattiin lämpötila ja suhteellinen kosteus ja hallitilasta näiden lisäksi hiilidioksidipitoisuus. Hallitilan mittauspisteen sijainti on esitetty kuvassa 34. Mittauspiste sijaitsivat kaukalon ulkopuolella noin 1,5 metrin korkeudella jääradan pinnasta.



Kuva 33. Mittausjakson aikaisten mittalaitteiden sijainnit Ylöjärven jäähallin ilmanvaihtokoneistossa ja sorptiokuivaimen yhteydessä.



Kuva 34. Mittausjakson aikaisen TCL-mittalaitteen sijainti Ylöjärven jäähallin hallitilassa.



Ylöjärven jäähallissa ei ole alamittaroitu sähkölaitteita erikseen. Täten laitekohtaisen sähkönkulutuksen seuraaminen ei ollut mahdollista. Mittausjakson päätyttyä hallihenkilökunta toimitti energiayhtiöltä saamansa raportin koko kiinteistön tuntikohtaisesta sähkönkulutuksesta mittausjakson ajalta.

### **4.3 Mäntsälän Tokmanni Areena**

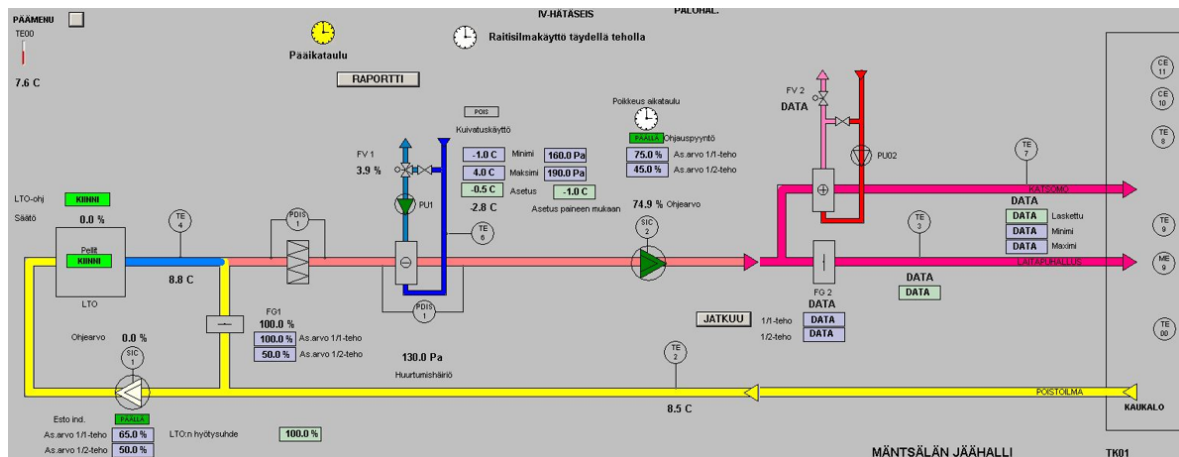
#### **4.3.1 Kohdekuvaus**

Mäntsälän Tokmanni Areena on yksiratainen harjoitus- tai pieni kilpajäähalli, joka on valmistunut vuonna 2003. Sen tilavuus on  $23\,650\text{ m}^3$  ja pinta-ala  $2868\text{ m}^2$ . Jää on kooltaan  $56\text{ m} \times 26\text{ m}$  ja katsomopaikkoja on noin 500. Mäntsälän jäähallin käyttöjakso on 11 kuukautta vuodessa. Peruskorjaukselle ei ole ollut toistaiseksi tarvetta. Täten ilmanvaihto- ja kylmäkoneisto sekä niitä ohjaava rakennusautomaatio ovat alkuperäisiä. Muista tutkimuskohteista poiketen Mäntsälän jäähalli on pääosin puurakenteinen. Huomioitavaa on myös, ettei halliin tule lainkaan kaukolämpöä, vaan lämmitystarpeet katetaan pääosin lauhdelämmöllä. Varalämmitysjärjestelmä on sähkökäyttöinen. Hallitila on esitetty kuvassa 35.



*Kuva 35. Mäntsälän jäähallin hallitila.*

Ilmanvaihtokoneessa on  $4\text{ m}^3/\text{s}$  tuloilma- ja  $2\text{ m}^3/\text{s}$  poistoilmapuhallin. Ilmanvaihtokaavio on esitetty kuvassa 36. Kuten Ylöjärvellä, myös Mäntsälässä raitisilma otetaan järjestelmään regeneratiivisen kääntöpelti-LTO-laitteen kautta, jossa raitis- ja jäteilmakanavat vaihtuvat tasaisesti keskenään. Mäntsälän tapauksessa kanavan alumiinikennon annetaan varautua  $+6\text{ }^\circ\text{C}$ :n lämpötilaan ennen kuin kennon läpi virtaavan ilman suuntaa muutetaan. Täten kylminä vuodenaikoina LTO esilämmittää raitisilman, ja lämpiminä vuodenaikoina puolestaan esiviilentää sen. Kiertoilmakanava yhdistyy tuloilmaan LTO:n jälkeen. Seuraavaksi ilma viilennetään ja kuivatetaan kondenssikuivaimella, jonka jälkeen tuloilmakanava haarautuu kenttäalueelle ja katsomoon meneviin haaroihin. Katsomohaaran tuloilma lämmitetään lauhdelämpöpatterilla. Kenttäalueen tuloilmanjako on toteutettu niin sanotulla laitapuhalluksella, jossa tavanomaisten tuloilmaelinten sijaan ilma syötetään kenttäalueelle kaukalon laitoihin porattujen reikien kautta. Nämä on havainnollistettu kuvassa 37. Ratkaisussa ajatuksena on ollut parantaa rata-alueen ilman sekoittuvuutta.



Kuva 36. Mäntsälän jäähallin hallitilan ilmanvaihtokaavio rakennusautomaatiosta.



Kuva 37. Mäntsälän jäähallin rata-alueen tuloilmanjako on toteutettu laitapuhalluksena.

Poistoilma ohjautuu olosuhteiden salliessa LTO-laitteen ohi kiertoilmakanavaan. Järjestelmä on 100 %:sesti automatisoitu, joskaan puhallintehoja ei säädetä portaattomasti. Puhallintehoille vaihtoehdot ovat pois, puoliteho ja täysteho. Hallihenkilökunnan mukaan kondenssikuivaimen kuivatusteho on ollut riittävä ylläpitämään hallitilassa alle 70 % suhteellisen kosteuden, eikä huurtumis- tai muita kondenssiongelmia ole ollut.

Kylmäkoneisto koostuu kahdesta sähköteholtaan 70 kW:n kompressorista, joilla saavutetaan 300 kW:n jäähdytysteho. Tästä ilmanvaihdon kondenssikuivaimen osuus on enimmillään 50 kW. Kylmäliuoskierto kiertää rataputkiston kautta ilmanvaihdon kondenssikuivaimelle ja takaisin kylmäkoneistolle. Kylmäkoneiston lauhdelämmöllä katetaan suurin osa koko jäähallin lämmitystarpeista. Täten myös lauhdeliuoskierto on kattava. Se on esitetty kuvassa 38. Lauhdeliuoksen avulla lämmitetään kahta vesivaraajaa, joista toisen tavoitelämpötila on noin 55 °C ja toisen noin 28 °C. Näistä lämpimämpi on tilavuudeltaan 2 m<sup>3</sup> ja siihen on sijoitettu lisäksi neljä sähköteholtaan 9 kW:n vastusta, joita hyödynnetään tarpeen mukaan. Lämpimämpi vesivaraaja on normaalia lämmintä käyttövetä varten. Viileämpi vesivaraajista on tilavuudeltaan 5 m<sup>3</sup> ja siihen on sijoitettu kuusi sähköteholtaan 9 kW:n vastusta. Se

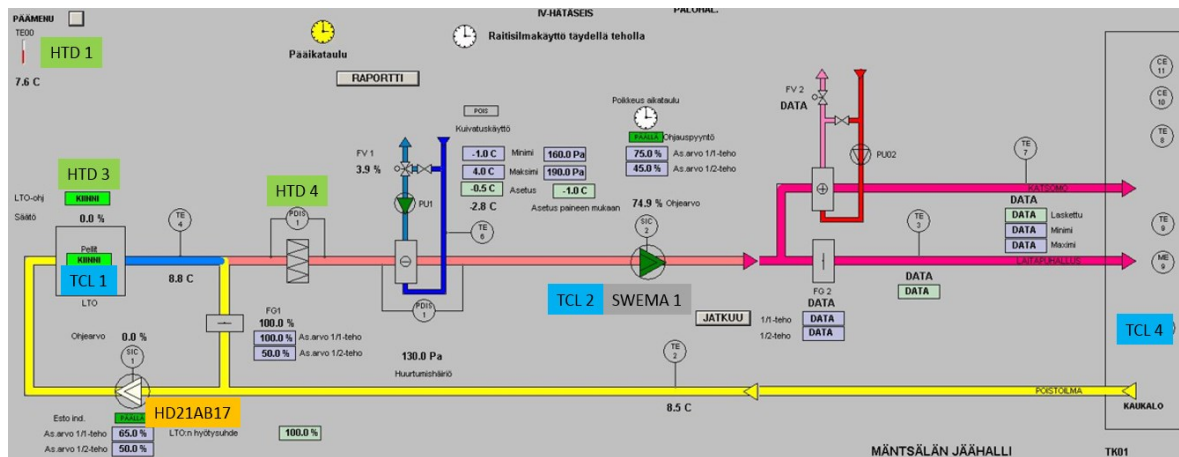
[illegible]

Mäntsälän jäähalli kulutti vuonna 2015 sähköä 896 387 kWh ja vettä 2609 m<sup>3</sup>. Jäähallin lämmitys on toteutettu sähköavusteisesti lauhdelämmöllä. Täten kaukolämpöä ei kulu lainkaan. (VTT 2016)

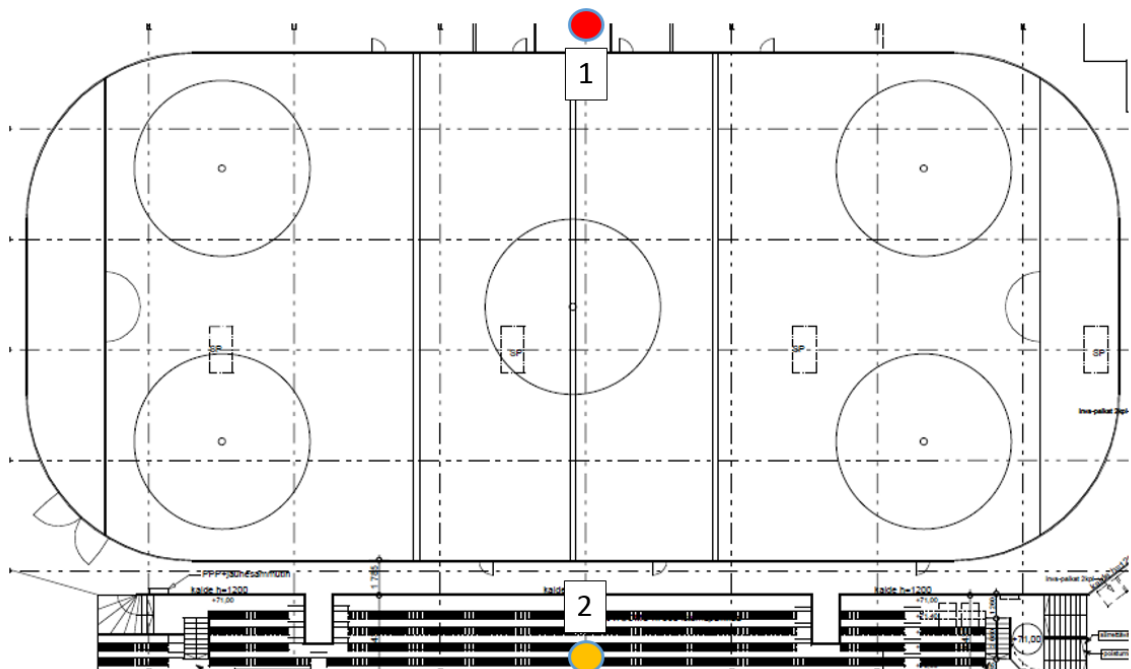
Mäntsälän jäähallissa suoritettiin seitsemän päivän pituinen mittausjakso. Kuten Ylöjärvellä, myöskään Mäntsälässä ilmanvaihtokanavaan ei päässyt asettamaan mittalaitteita tuloilmapuhaltimen jälkeen. Toisin kuin Ylöjärvellä, Mäntsälän jäähallin rakennusautomaatio saatiin tallentamaan kaikkia sen mittaamia arvoja tunnin mittavälillä. Mittausjakson ajaksi ilmanvaihtokoneistoon asennettujen mittalaitteiden sijainnit on esitetty kuvassa 39.

Rakennusautomaatiosta saatiin omien mittauksen tueksi tuloilman katsomohaarasta ilman lämpötila lämmityspatterin jälkeen, joskin omien mittauksen viiden minuutin mittavälin sijaan keskimääräisenä arvona tunneittain. Lisäksi automaatiosta saatiin kylmäliuoksen menojen paluulämpötilat sekä koko kiinteistön sähkönkulutus.





Kuva 39. Mäntsälän jäähalliin mittausjakson ajaksi asennettujen mittalaitteiden sijainnit ilmanvaihtolaitteistossa.



Kuva 40. Mäntsälän jäähalliin mittausjakson ajaksi asennettujen TCL-mittalaitteiden sijainnit hallitilassa.

## 4.4 Sentteri Tampere – laajennusosa

### 4.4.1 Kohdekuvaus

Sentteri Tampere on kolmen kaukalon jääturheilukeskus, joka on valmistunut vuonna 1999. Alun perin jääratoja oli kaksi, jotka olivat Ylöjärven tapaan samassa tilassa. Vuonna 2011 valmistui saman rakennuksen yhteyteen yhden kaukalon laajennusosa. Samalla kylmäkoneisto uusittiin siten, että laajennusosan mukana tullut kylmäkoneisto yhdistettiin myös vanhojen jääratojen kylmäkiertoon. Tutkimuskohteeksi valittiin uudempi laajennusosa, sillä vanhalla puolella oli mittausjaksoa suoritettaessa käynnissä kokonaisvaltainen ilmanvaihdon uusiminen. Uuden puolen tilavuus on  $28\,000\text{ m}^3$  ja pinta-ala  $3762\text{ m}^2$ . Jää on kooltaan  $58\text{ m} \times 26\text{ m}$  ja katsomopaikkoja on noin 700. Laajennusosan hallitila on esitetty kuvassa 41.

Sentteri Tampereen käyttöjakso on normaalisti 11 kuukautta vuodesta, mutta hallihenkilökunnan mukaan jääradat ovat olleet myös vuoden ympäri käytössä.



*Kuva 41. Sentteri Tampereen laajennusosan hallitila.*

Laajennusosalla on oma ilmanvaihtokoneistonsa, jossa on noin 5 m<sup>3</sup>/s tulo- ja poistoilmahuuhtimet. Ilmanvaihdon kaavio on esitetty kuvassa 42. Raitis- ja mahdollinen kiertoilma kuivatetaan kondenssikuivaimella ja esilämmitetään levylämmönsiirrin-tyyppisellä LTO-laitteella, jossa tulo- ja poistoilmavirrat kulkevat ristiin. Tämän jälkeen tuloilma haarautuu rata-alueelle sekä katsomoon ja muuhun hallitilaan kulkeviin kanaviin. Näistä jälkimmäinen lämmitetään lauhdelämpöpatterilla. Poistoilma kulkee LTO-laitteen kautta kiertoilmakanavaan tai ulos. Järjestelmä on automatisoitu, mutta etenkin suhteellisen kosteuden suhteen asetusarvo on melko matala, 60 %. Tulo- ja poistoilmahuuhtimien havaittiinkin toimivan koko vierailun ajan täydellä teholla, mikä johtunee osittain matalasta suhteellisen kosteuden asetusarvosta, ja osittain hieman vajaasta kondenssikuivaimen kuivauskapasiteetista. Vajaa kuivauskapasiteetti todettiin havaitsemalla kuivauspatterin sisällä jäätymistä, mikä on esitetty kuvassa 43.

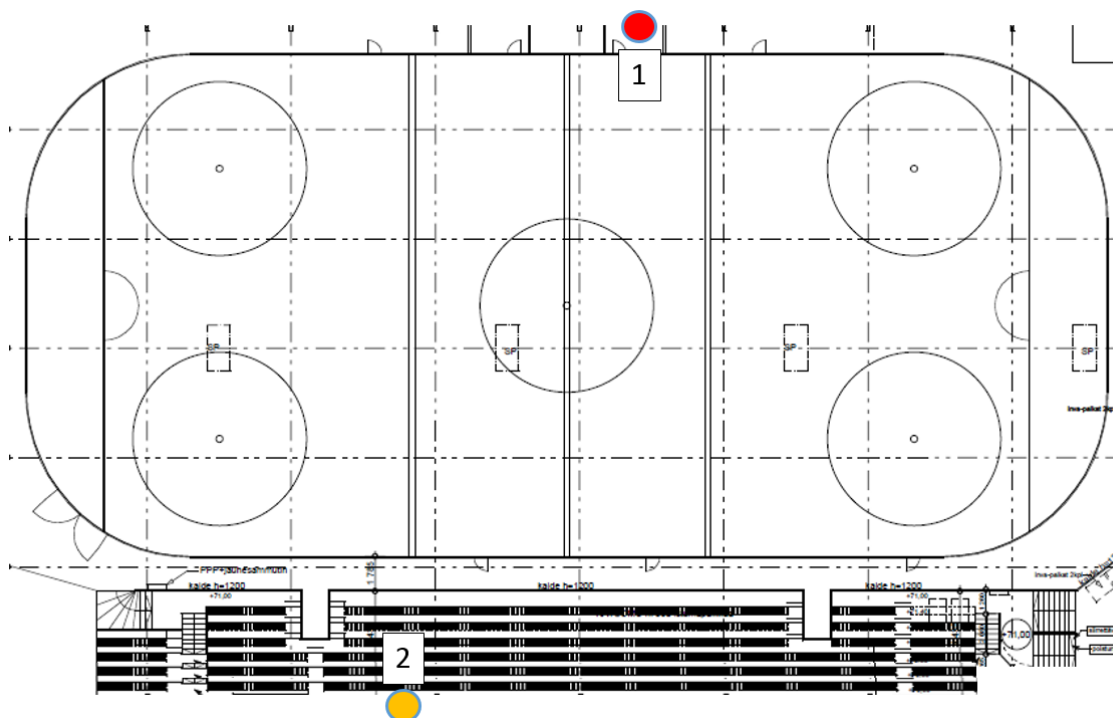
Kylmäkoneisto koostuu kolmesta sähköteholtaan noin 100 kW:n kompressorista, joilla voidaan tuottaa 810 kW:n jäähdysteho. Kylmäkierto kulkee kolmen rataputkiston kautta laajennusosan ilmanvaihdon kondenssikuivaimelle. Vanhan puolen ilmanvaihto oltiin mittausjakson aikana uusimassa, ja tarkoitus oli yhdistää kylmäkierto myös uuden ilmanvaihdon kondenssikuivaimen. Kylmäkierrossa olevia jääratoja voidaan ohjata jokaista erikseen. Lauhdekierrolla lämmitetään jäähdytöveden käyttövesi ja rakennuksen routasuojaus.











Kuva 45. Sentteri Tampereen laajennusosan hallitilaan asennettujen TCL-mittalaitteiden sijainnit.

## 4.5 Tapiolan harjoitusjäähalli

### 4.5.1 Kohdekuvaus

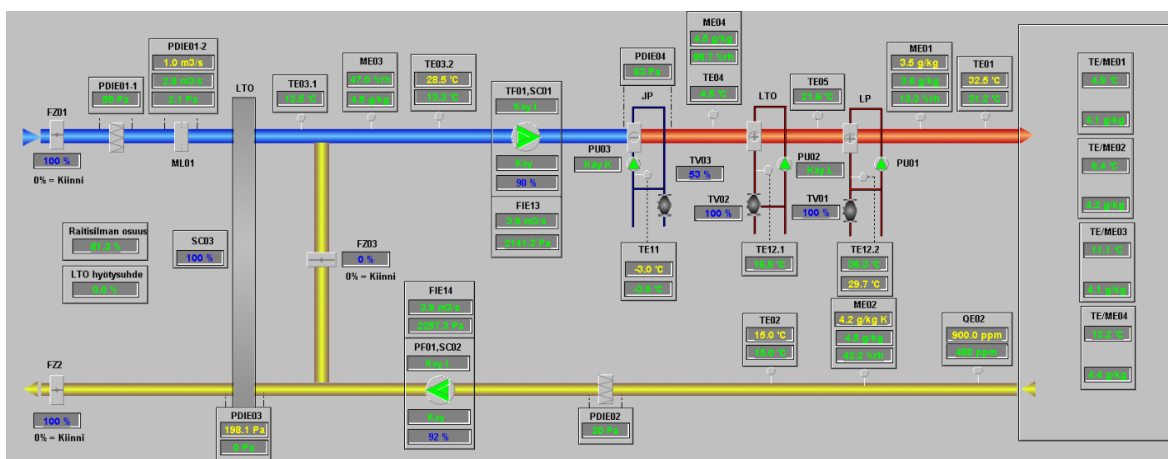
Espoon Tapiolaan Metro Areenan suurhallin yhteyteen valmistunut uusi harjoitusjäähalli otettiin käyttöön loppuvuodesta 2015. Tilavuudeltaan uuden harjoitushallin osuus Metro Areenan kokonaisuudesta on noin 25 000 m<sup>3</sup> ja pinta-alaltaan noin 3000 m<sup>2</sup>. Jää on kooltaan 58 m × 27 m ja katsomopaikkoja on 750. Harjoitushallilla on oma ilmanvaihtokoneistonsa, mutta kylmäkoneisto on yhteinen suurhallin kanssa. Hallitila on esitetty kuvassa 46. Harjoitushallin ensimmäinen käyttöjakso oli välillä 1.9.2015–20.6.2016. Jatkossa harjoitushallin on tarkoitus olla käytössä 10 kuukautta vuodessa.

Harjoitushallin hallitilan ilmanvaihtokoneistossa on 4,1 m<sup>3</sup>/s tulo- ja poistoilmapuhaltimet. Ilmanvaihtokaavio on esitetty kuvassa 47. Ilmanvaihto on varustettu pyörivällä regeneratiivisella LTO-laitteistolla, mutta muista vastaavasti järjestellyistä ilmanvaihtokoneistoista poiketen se sijaitsee heti raitisilmakammion jälkeen ennen liitosta kiertoilmakanavaan ja ennen jäähdytyspatteria. Käytännössä tämä tarkoittaa, että poistoilman LTO voi lämmitystaroituksessa olla käytössä ainoastaan, kun ilmanvaihto ei ole kiertoilmakäytöllä ja kun raitisilmalle ei ole kuivatustarvetta. Tuloilman lämmittäminen LTO:lla ennen sen viilentämistä ja kuivattamista kondenssikuivaimella ei ole järkevää. Mikäli ulkoilma on lämmintä, voidaan LTO:ta käyttää myös päinvastaisessa mielessä raitisilman esiviilentämiseen ennen varsinaista viilennystä kuivauspatterissa, mutta tämäkin ainoastaan, jos ilmanvaihtoa ei ajeta kiertoilmakäytöllä. Poistoilman LTO olisi järkevämpää sijoittaa kuivauspatterin jälkeen ensimmäiseksi lämmityspatteriksi.





Kuva 46. Tapiolan harjoitusjäähallin hallitila.



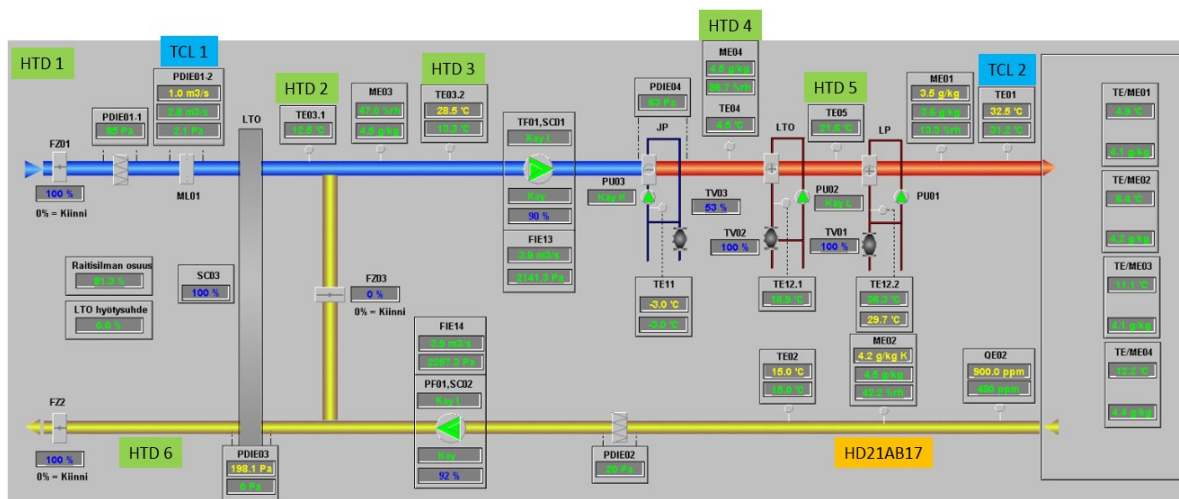
Kuva 47. Tapiolan harjoitusjäähallin hallitilan ilmanvaihtokaavio.

Kiertoilman yhtymisen jälkeen tuloilma jatkaa kondenssikuivaimen kautta ensin lauhdelämpöpatterin ja sitten kaukolämpöpatterin kautta lopulta hallitilaan. Poistoilmakanavassa kiertoilmahaarauma sijaitsee ennen poistoilman LTO:ta. Järjestelmä on täysin automatisoitu. Käyttökokemuksia harjoitushallin toiminnasta on vielä verrattain vähän, mutta hallihenkilökunnan mukaan loppuvuodesta 2015 havaittiin ajoittaista kosteuden tiivistymistä suojaplekseihin. Lisäksi rata-alueen lämpötila käyttökorkeudella jään pinnasta on koettu liian kylmäksi. Tämä siitä huolimatta, että tuloilma on hyvin lämmitä, yli 31 °C. Suuri ero tuloilman ja käyttövyöhykkeen ilman lämpötiloissa johtunee ilman heikosta sekoittuvuudesta halliti-

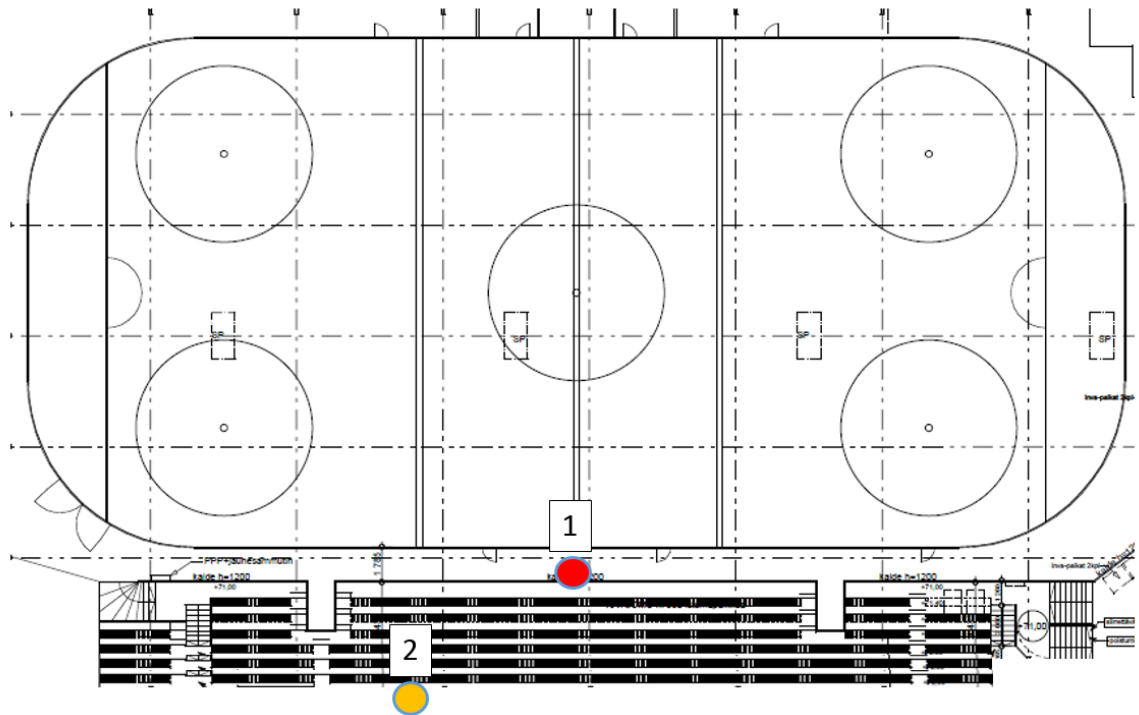
Kylmäkoneisto koostuu neljästä sähkötehoaltaan 100 kW:n kompressorista, jotka ovat vastuussa sekä harjoitus- että suurhallin jääratojen ylläpidosta. Kylmäkierto on lisäksi liitetty harjoitushallin kondenssikuivaimeen. Lauhdekiertoa puolestaan hyödynnetään ainoastaan harjoitushallin ilmanvaihdossa. Suurin lauhdutus tapahtuu lauhdepuhaltimilla, ja ilmainen lämpöenergia jää näin hyödyntämättä. Melkein 500 kW:n kylmäkoneisto kuitenkin tuottaa lämpöenergiaa parhaimmillaan jopa 1500 kW:n teholla. Lauhdelämmön tehokkaammalla hyödyntämisellä voitaisiin saada aikaan huomattavat energiasäästöt.

### 4.5.2 Mittausjakso

Tapiolan harjoitusjäähallissa suoritettiin kuuden päivän pituinen mittausjakso. Mittausjakson kuudentena päivänä jäähallissa aloitettiin jään sulattaminen. Jakson aikana seurattiin harjoitusjäähallin hallitilan ilmanvaihdon toimintaa. Rakennusautomaatiota ei voitu hyödyntää mittausten tukena. Täten myös laitteistojen kulutustietojen kerääminen oli mahdotonta. Ilmanvaihdon mittaukset oli mahdollista suorittaa mittaussuunnitelman mukaisesti lukuisten huoltoluukkujen ansiosta, lukuun ottamatta ilmapirtamittauksia. Suoritetut mittaukset on esitetty kuvassa 48. Ilmojen tilavuusvirtoja ei voitu puuttuvien mittapisteiden takia seurata.



Hallitilassa mitattiin ilman lämpötilaa, suhteellista kosteutta ja hiilidioksidipitoisuutta kahdesta eri paikasta. TCL 1 sijoitettiin toimitsijakopin katolle noin kahden metrin korkeuteen jääradan pinnasta. TCL 2 oli katsomon ylimmällä rivillä noin viiden metrin korkeudella. Sijainnit on esitetty kuvassa 49.



Kuva 49. Tapiolan harjoitusjäähallin hallitilaan asennettujen TCL-laitteiden sijainnit.

## 5 Tulosten esittely

### 5.1 Mittausjaksojen tulokset

Seuraavissa kappaleissa esitellään tutkimuskohteissa tehtyjen mittausten tulokset ja niiden pohjalta tehdyt päätelmät. Tulokset esitellään hallikohtaisesti, ja ne on jaettu pääasiassa neljään osaan: hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste, ilmanvaihtokoneiston toiminta, kosteudenhallinta sekä energiamittaukset ja -laskelmat.

Hallitilan sisäilman laatu kattaa hallitilassa tehdyt mittaukset ja näistä tehdyt päätelmät, kuten jääradan käyttöasteen. Ilmanvaihtokoneiston toiminnassa perehdytään ilmavirtojen tilavuuksiin, koneiston ohjausperiaatteisiin ja ilman lämpötilavaihteluihin koneistossa. Kosteudenhallinta on osa ilmanvaihtokoneiston toimintaa, mutta sen rooli jäähallin tarkoituksenmukaisen sisäilman laadun ylläpidossa on niin suuri, että sitä käsitellään omassa kappaleessaan. Energiamittausten ja -laskelmien yhteydessä esitellään tutkimuskohteiden mittausjakson aikaiset energiankulutukset (mikäli seuranta oli mahdollista), sekä muihin mittauksiloihin perustuvien energialaskelmien tulokset.

Näiden lisäksi Klaukkalan harjoitusjäähallin tapauksessa perehdytään tarkemmin myös kylmäkoneiston toimintaan. Tämä kattaa jäähän kohdistuneen lämpövirran mittaukset, kompressorien ohjausperiaatteet ja kylmäkoneiston kylmäkertoimen selvittämisen.

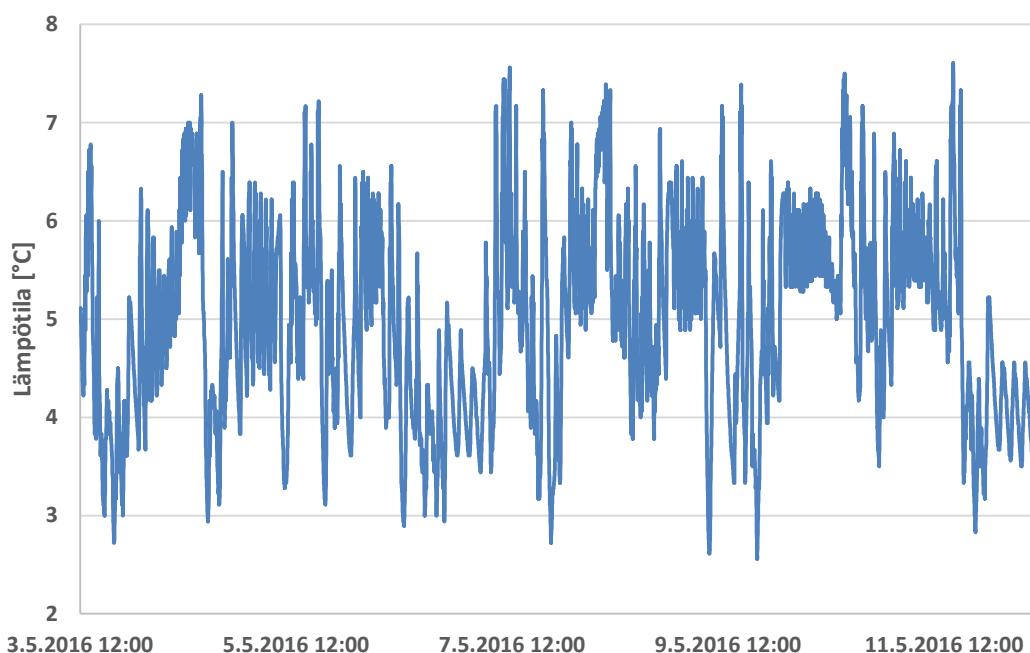
Hallikohtaisten tulosten esittelyiden jälkeen tulokset vedetään yhteen ja tutkimuskohteista tehtyjä havaintoja verrataan toisiinsa.

#### 5.1.1 Klaukkalan harjoitusjäähalli

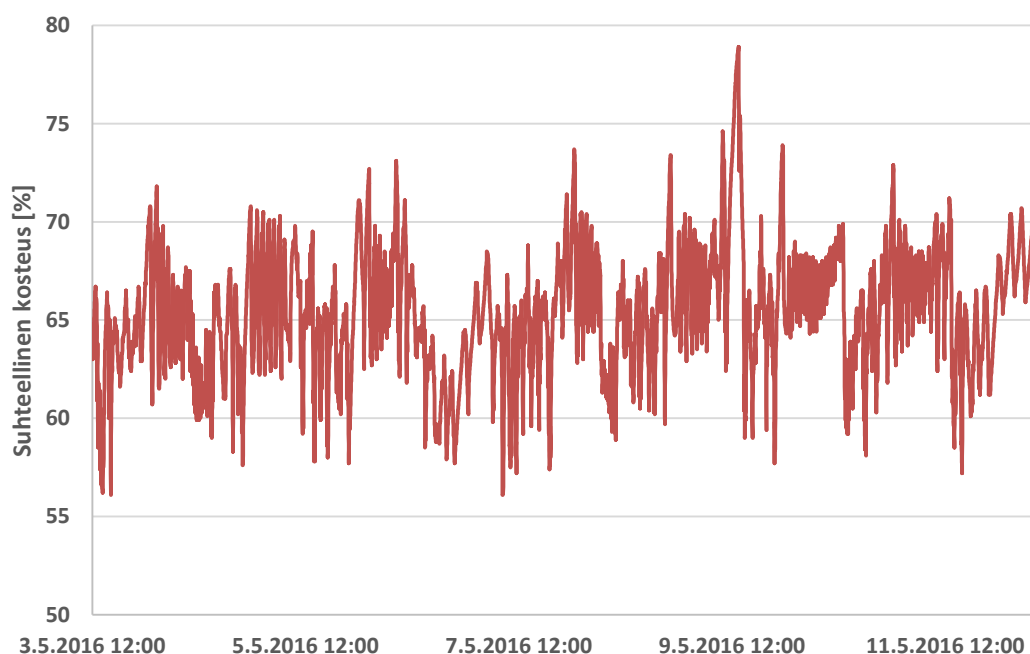
##### 5.1.1.1 Hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste

Klaukkalan harjoitusjäähallin mittausjakson aikainen lämpötilakäyrä oleskeluvyöhykkeeltä on esitetty kuvassa 50. Lämpötilan keskiarvo oli 5,0 °C ja vaihteluväli 2,6...7,6 °C. Keskiarvo oli suosituksen (2...6 °C) puitteissa, mutta 14 % ajasta lämpötila oli yli suosituksen ylärajan. Mahdollisista vuorokausirytmistä lämpötilan kehityksen suhteen on hankala tehdä päätelmiä, sillä lämpötila vaihteli jatkuvasti hyvin nopealla tahdilla. Nopea vaihtelu johtuu ilmanvaihtokoneiston puhallintehoja ohjaavan automaatiojärjestelmän reaktioherkkyydestä. Tuloilmapuhaltimen tehonsäätö voitaisiin tehdä portaattomasti, mutta nykyisellään se on käytännössä joko minimi- tai maksimiarvossaan, jolloin myöskään lämpötilan tasoittumista ei pääse tapahtumaan. Tämä näkyy hallitilassa jatkuvana lämpötilan epätasaisuutena, mikä aiheuttaa käyttäjille vaihtelevat olosuhteet ja teknisille järjestelmille turhaa kuormitusta.

Hallitilan jatkuvasta lämpötilan vaihtelusta johtuen ei myöskään siellä vallitseva suhteellinen kosteus päässyt missään vaiheessa tasoittumaan, kuten kuvasta 51 voidaan havaita. Ilmanvaihdon kondenssikuivaimen voidaan kuitenkin todeta toimivan hyvin, sillä raja-arvona pidetty 70 %:in suhteellinen kosteus ylitettiin hallitilan matalasta lämpötilasta huolimatta vain ajoittain ja tällöinkin hyvin lyhytaikaisesti. Ainoa pidempiaikainen 70 %:n ylitys tapahtui 9.5.2016 välillä 11:00–14:00, jolloin ilmanvaihtokoneisto oli pois päältä huoltokatkoksen ajan.

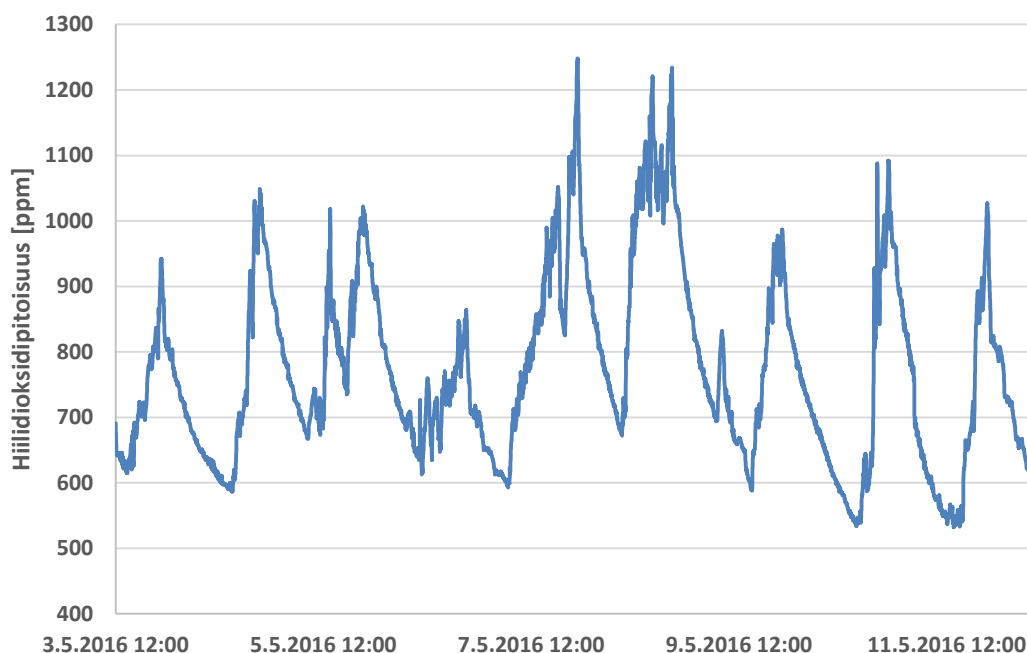


Kuva 50. Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen lämpötila.



Kuva 51. Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen suhteellinen kosteus.

Hallitilan hiilidioksidipitoisuus on esitetty kuvassa 52. Yleisesti pitoisuus on hyväksyttävällä tasolla, huippujen ollessa yleensä välillä 1000–1200 ppm. Raja-arvona pidetty 1200 ppm ylitettiin muutamaan otteeseen, mutta hyvin lyhytaikaisesti. Pitoisuuksien huiput esiintyivät päivittäin vuorojen päättyessä aikavälillä 20:00–23:00, minkä jälkeen ne lähtivät nopeaan laskuun, kunnes vuorot alkoivat uudestaan seuraavana päivänä.



Kuva 52. Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen hiilidioksidipitoisuus.

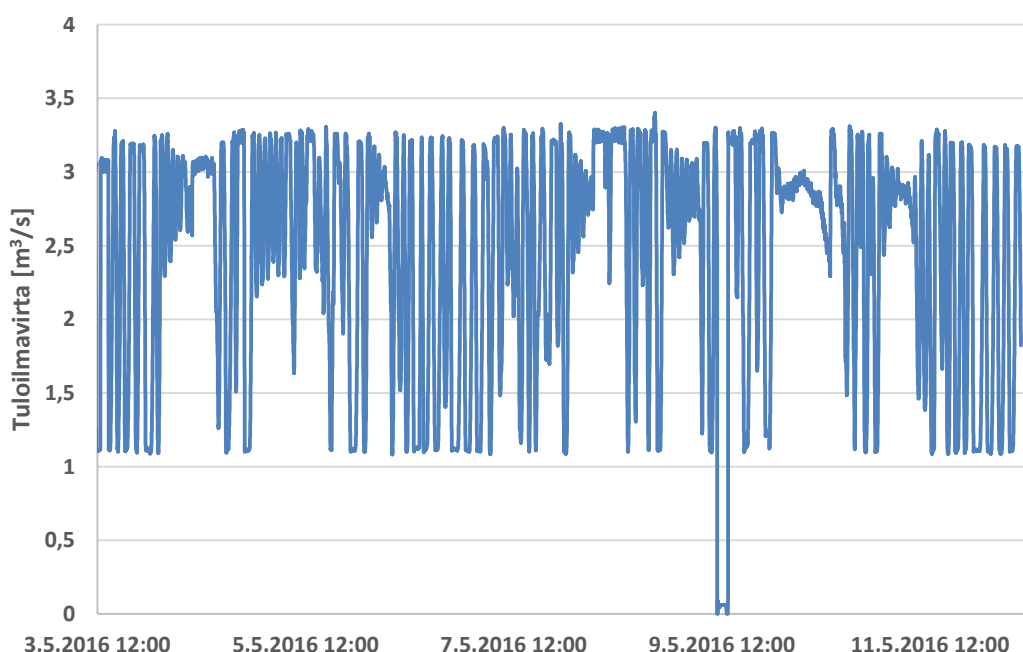
Klaukkalan harjoitusjäähallin mittausjakson aikainen hallitilan hiilidioksidipitoisuuden kehitykseen perustuva jääradan ”käyttökaleri” on esitetty kuvassa 53. Analyysin perusteella jäärata on ollut käytössä 59 % jäähallin aukioloajasta. Viikonloppuna käyttöä on ollut tasaisesti koko päivän ajan, kun arkisin käyttö painottuu iltapäivään ja iltaan.

	ti	ke	to	pe	la	su	ma	ti	ke
7:00 - 8:00									
8:00 - 9:00									
9:00 - 10:00									
10:00 - 11:00									
11:00 - 12:00									
12:00 - 13:00									
13:00 - 14:00									
14:00 - 15:00									
15:00 - 16:00									
16:00 - 17:00									
17:00 - 18:00									
18:00 - 19:00									
19:00 - 20:00									
20:00 - 21:00									
21:00 - 22:00									
22:00 - 23:00									

Kuva 53. Klaukkalan mittausjakson aikainen jääradan käyttö. Vihreällä merkattuihin aikoihin jäärata oli käytössä ja valkoisella käyttämättä. Harmaat alueet ovat mittausjakson ulkopuolelta.

### 5.1.1.2 Ilmanvaihtokoneiston toiminta

Klaukkalan harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneiston tuloilmavirta on esitetty kuvassa 54. Kuten kuvasta huomataan, ilmavirta vaihteli melko nopealla rytmillä asetetun minimiarvon (noin  $1,1 \text{ m}^3/\text{s}$ ) ja asetetun maksimiarvon (noin  $3,2 \text{ m}^3/\text{s}$ ) välillä. Keskimäärin tuloilmavirta oli  $2,46 \text{ m}^3/\text{s}$ . 9.5.2016 tapahtuneen huoltokatkoksen ajan ilmavirta oli pysähdyksissä. Tuloilmavirran nopeutta ohjataan hallitilan lämpötilan, kosteuden tai hiilidioksidipitoisuuden perusteella. Vaikka puhaltimen portaaton tehonsäätö välillä 0-100 % olisi mahdollista, näyttää järjestelmä hyödyntävän vain muutamaa kaikista puhallintehon vaihtoehdoista. Jatkuva säätö ääriarvojen välillä näkyy myös hallitilan lämpötilassa ja suhteellisessa kosteudessa, jotka eivät missään vaiheessa päässeet tasoittumaan, vaan olivat jatkuvasti nousu- tai laskusuunnassa (ks. kuva 50, kuva 51). Järjestelmää voisi optimoida asettamalla puhallinteholle useampia väliarvoja minimin ja maksimin välillä. Tällöin järjestelmä voisi asteittain säätää puhallintehoa suuremmaksi tai pienemmäksi ja seurata, saadaanko haluttu muutos hallitilan sisäilmaan aikaan. On todennäköistä, että useat puhallintehon piikkien aikaansaaman muutokset hallitilan sisäilmassa olisi voitu toteuttaa myös pienemmällä puhallinteholla.

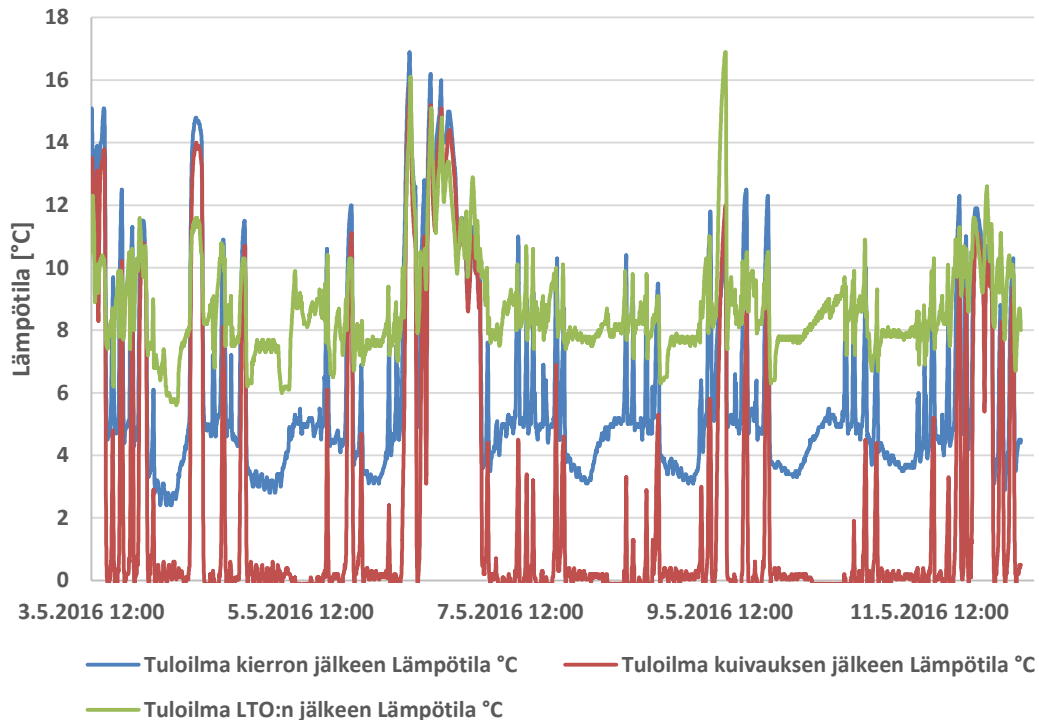


Kuva 54. Klaukkalan harjoitusjäähallin tuloilmavirta mittausjakson ajalta.

Tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan, kondenssikuivaimen ja LTO-patterin jälkeen on esitetty kuvassa 55. Kierrosta tulevan ilman lämpötila vaihteli suurimman osan ajasta välillä  $2...6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , mutta nousi ajoittain jopa yli  $15 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :seen. Kondenssikuivain jäähdytti ilman käytössä ollessaan hyvin lähelle  $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ :tta, ja LTO-patteri puolestaan lämmitti ilman välille  $6...10 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Kierrosta tuleva ilma oli lämpimimmillään, kun poistoilman LTO oli pois käytöstä. Kuvasta huomataan, että usein kiertoilman ollessa normaalia lämpimämpää, ei sitä jäähdytetty ollenkaan ohjaamalla tuloilma kuivaimen ohi. Tällöin ilma oli usein myös LTO:n jälkeen lämpötilaltaan muuttumaton. Järjestelmä on ilmeisesti ohjelmoitu siten, että kondenssikuivain on toiminnassa ainoastaan yhteistyössä poistoilman LTO:n kanssa. Todennäköisesti kuivaimen jäähdytyskapasiteetti ei riittäisi tuloilman viilentämiseen sen kastepisteen alapuolelle, mikäli sitä ei ole ensin esiviilennetty poistoilmakanavan LTO-laitteessa. Järjestely



saattaa aiheuttaa ongelmia, mikäli lämpimän ulkoilman aikaan esiintyisi tilanne, jossa tarvittaisiin suurempaa raitisilmavirtaa. Tällöin kuivaimen tulisi jäähdyttää ulkoa tuleva mahdollisesti hyvinkin lämmin ilma lähelle 0 °C:ta, jottei hallitilaan pääsisi liikaa kosteutta. Mittausjakson havaintojen perusteella kuivain kuitenkin ohitetaan sille saapuvan ilman lämpötilan ylittäessä 6 °C:een rajan.



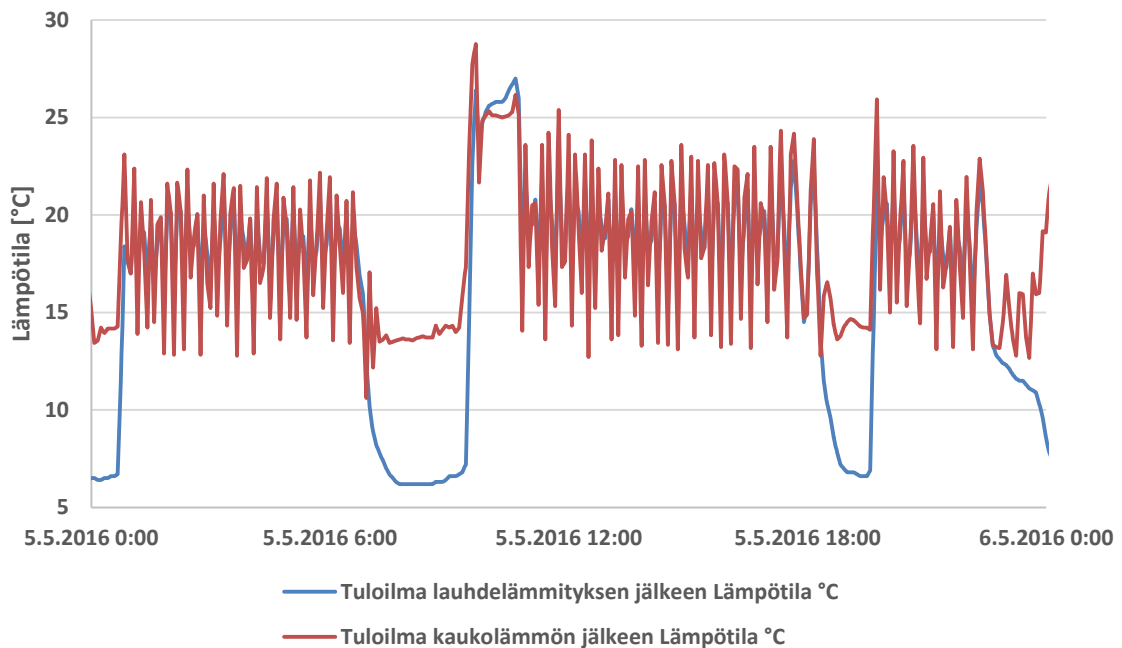
Kuva 55. Klaukkalan harjoitusjäähallin tuloilman lämpötila kiertokanavan, kuivauksen ja LTO:n jälkeen.

LTO:n jälkeen tuloilmaa lämmitetään edelleen lauhdepatterilla ja tarvittaessa kaukolämpöpatterilla. Näiden toiminnan tarkastelua varten on mittausjakson ajalta valittu yhden vuorokauden jakso, sillä, kuten kuvasta 56 huomataan, vaihteli lopullisen tuloilman lämpötila rajusti todella nopeaan tahtiin. Suurimman osan ajasta lämpötila oli sama lauhde- ja kaukolämpöpatterin jälkeen. Kaukolämpöä käytettiin tuloilman lämmitykseen satunnaisesti muutamia kertoja vuorokauden aikana.

Tuloilman raju lämpötilavaihtelu johtuu, kuten myös aiemmin käsitelty tulopuhaltimen tehonsäätö, minimi- ja maksimiarvojen välisten säätöarvojen puuttumisesta ja järjestelmän reaktioherkkyydestä. Tuloilman lämpötilan asetusarvo on 15 °C. Kun arvo alitetaan, avautuu lauhdepatterin lämpöenergian lähteenä toimivan lauhdeliuoksen venttiili, joka päästää lauhdeliuosta lauhdepatteriin. Venttiili avautuu aina 100 %:sesti. Lisäksi järjestelmä ei usko, että lauhdepatterin riittää tuloilman lämmittämiseen takaisin asetusarvoonsa, vaan avaa samaan aikaan myös kaukolämpöpatterin ikään kuin ”varmuuden vuoksi” noin 20 %:sesti. Lauhdepatterin lämmittää tuloilman nopeasti yli 20 °C:seen, yleensä jopa niin nopeasti, ettei kaukolämpöpatterin ehdi lämmitä, jolloin sen yli tuloilma jopa viilenee. Täten myös kaukolämmön liuos poistuu patterilta lämpimämpänä kuin sinne saapuessaan, eli osa lauhdelämmöstä syötetään kaukolämpöverkkoon. Lauhdeliuoksen venttiili pysyy täysin auki kaksi minuuttia, kunnes järjestelmä ymmärtää tuloilman olevan aivan liian lämmintä, ja kummankin lämmityspatterin venttiilien sulkeminen alkaa. Kaukolämpöpatterin venttiili sulkeutuu täysin, ja



lauhdepatterin venttiili ehtii yleensä sulkeutua siten, että se on noin 20 %:sesti auki, kun prosessi käynnistyy uudestaan.



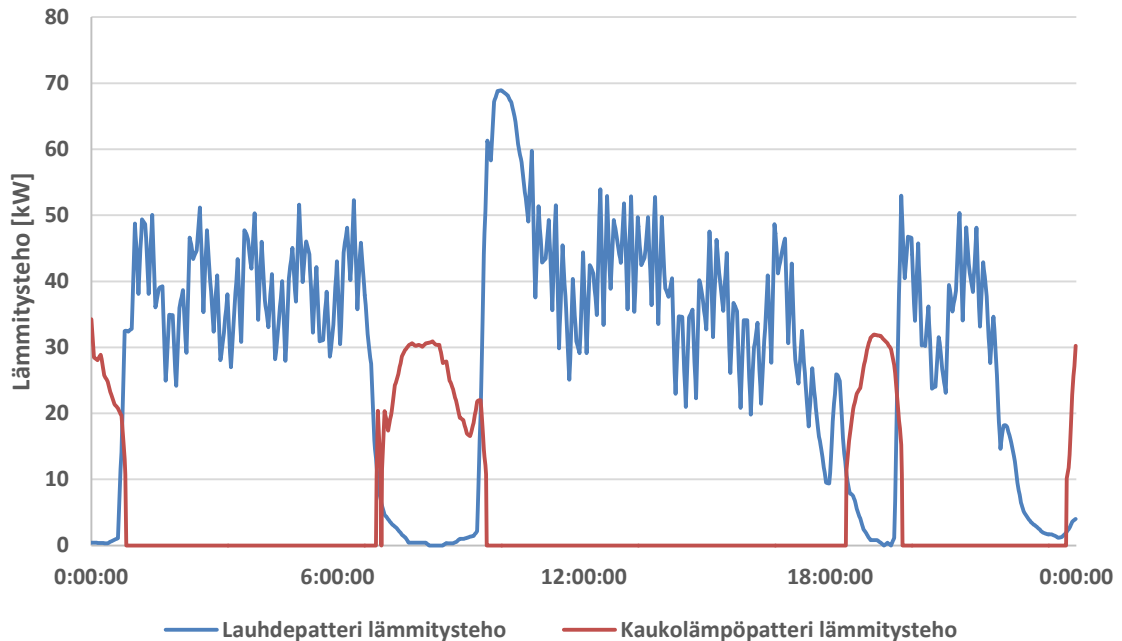
*Kuva 56. Klaukkalan harjoitusjäähallin tuloilman lämpötila lauhde- ja kaukolämpöpatterin jälkeen.*

Prosessin seurauksena lopullisen tuloilman lämpötila oli mittausjakson aikana keskimäärin noin 18,8 °C. Tämä on 3,8 °C asetusarvoa lämpimämpää. Järjestelmän toimintaa voisi optimoida selvittämällä lauhdepatterin lauhdeliuvventtiilille sopivan asetusarvon, jolla tuloilman lämpötila voitaisiin pitää tasaisempana ja lähempänä asetusarvoa. Lisäksi kaukolämpöpatterin liuoksen venttiili voitaisiin pitää pakko-ohjattuna täysin kiinni aina, kun kylmäkoneiston kompressorit ovat käytössä ja lauhdelämpöä on täten käytettävissä. Nykyisellään kaukolämpöpatterista on lauhdepatterin ollessa toiminnassa lähinnä enemmän haittaa kuin hyötyä.

Kuvasta 56 huomataan, että tarkasteluvuorokauden aikana lämpötila lauhdepatterin jälkeen oli muutamia kertoja hetkellisesti lopullista tuloilmaa viileämpi. Näinä hetkinä havaittiin kylmäkoneiston kompressorien olevan pois käytöstä, joten myös lauhdelämmön tuotto oli hetkellisesti keskeytynyt. Klaukkalan harjoitusjäähallin tapauksessa lauhdekierrossa ei ole lauhdelämmön varastointimahdollisuutta missään muodossa, joten ilmanvaihdon on kompressorien kytkeytyessä pois käytöstä turvauduttava kaukolämpöön. Kaukolämpöpatterin lämmityksen keskitheho oli kompressorien ollessa pois käytöstä 24,4 kW, ja tarkasteluvuorokauden aikana patteri kulutti kaukolämpöä 125 kWh.

Lauhde- ja kaukolämpöpatterien lämmitystekhot tarkasteluvuorokauden ajalta on esitetty kuvassa 57. Kuvasta huomataan, että lauhdepatterin maksimilämmitystekho oli yhden kompressorin ollessa käytössä noin 50 kW, ja kylmäkoneiston toimiessa kahdella kompressorilla noin 70 kW. Täten voidaan olettaa, että mikäli lauhdekiertoon lisättäisiin lauhdelämmön varastointimahdollisuus esimerkiksi lämminvesivaraajan muodossa, voitaisiin siihen syöttää kompressorien ollessa käynnissä lämpöenergiaa vähintään 50 kW:n teholla. Kaukolämpöpatterin lämmitystekhosta puolestaan huomataan, että tuloilman asetusarvon ylläpitoon riittää

noin 30 kW:n lämmitysteho. Täten olisi kaiken kaikkiaan järkevämpää ajaa kylmäkoneiston lauhdelämpö varaajaan sen sijaan, että se kiertää suoraan ilmanvaihdon lämmityspatteriin, missä lämmitysteho kasvaa niin suureksi, että se täytyy jatkuvasti katkaista ja käynnistää uudelleen. Ilmanvaihdon lämmityspatteri voisi saada lämpöenergiansa varaajasta, eikä kaukolämpöpatterille olisi tarvetta, sillä varaajasta lämpöenergiansa saava lämmityspatteri ei olisi nykyisen järjestelyn tavoin yhtä riippuvainen siitä, ovatko kompressorit kyseisellä hetkellä käynnissä.

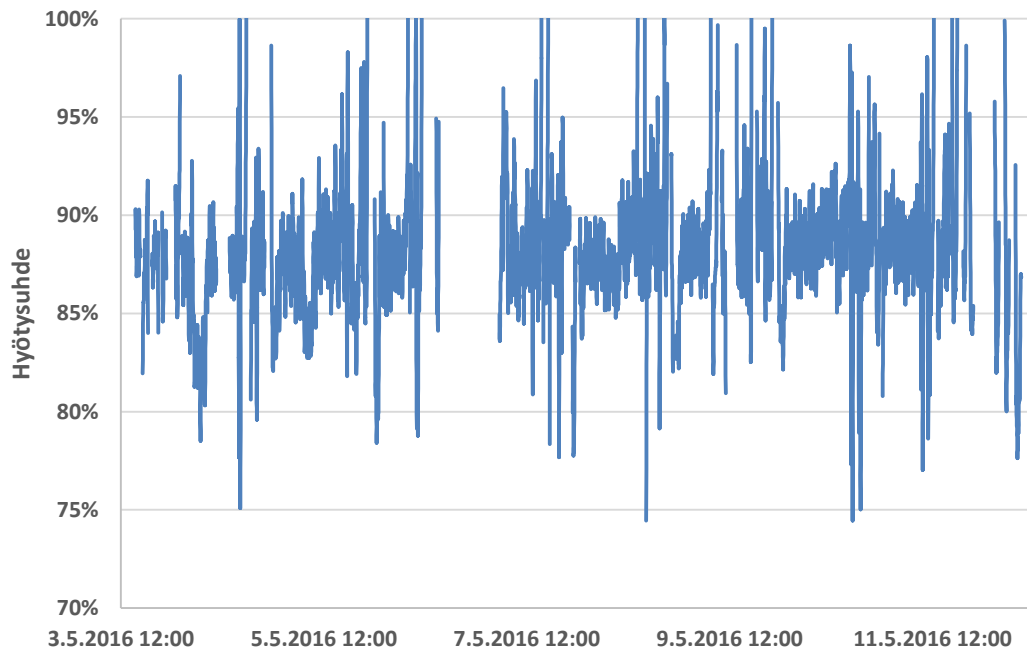


Kuva 57. Klaukkalan harjoitusjäähallin lauhde- ja kaukolämpöpatterien lämmitystehot.

Ilmanvaihtokoneistossa olevan pyörivän regeneratiivisen LTO-laitteen hyötysuhteen laskeminen osoittautui odotettua hankalammaksi, sillä sen todettiin olevan ajoittain pois käytöstä. Koko jakson aikaiset tuloilman lämpötilan keskiarvot ennen LTO:ta ja sen jälkeen olivat 2,34 °C ja 8,74 °C, kun poistoilman lämpötila ennen LTO:ta oli keskimäärin 9,5 °C. Näiden perusteella LTO:n lämpötilahyötysuhteeksi saadaan 89 %. Lukema on kuitenkin vääristynyt, sillä osan ajasta poistoilma kiertää takaisin tuloilmakanavaan muuttumattomana. Lisäksi kyseessä on pyörivä regeneratiivinen LTO-laite, jossa kosteuden siirtyminen ilmavirtojen välillä on mahdollista. Täten hyötysuhde tulee laskea entalpiahyötysuhteena. Poistoilman LTO:n havaittiin olevan aina samaan aikaan pois käytöstä tuloilman kuivaimen kanssa. Lisäksi tiedetään tuloilman kuivaimen jäähdyttävän ilman kuivausprosessissa hyvin lähelle 0 °C:tta, käytännössä aina alle 1 °C:seen. Täten voitiin asettaa ehto, että kuivain, ja täten myös poistoilman LTO, ovat olleet käytössä vain, kun LTO-laitteelle saapuvan ilman lämpötila on alle 1 °C. Tämä ehto huomioiden poistoilman LTO:n entalpiahyötysuhde mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 58. Kuvasta huomataan, ettei asetettu ehto täysin rajaa pois hyötysuhteen virheellisiä arvoja, mutta että se vaihtelee enimmäkseen realistisesti välillä 80–90 %. Hyötysuhteen keskiarvoksi saadaan 88 %.

Koska ilmanvaihto on mittausjakson ajan ollut suureksi osaksi kiertoilmakäytöllä, on poistoilman LTO:n laskennallinen hyötysuhde parempi, kun otetaan laskuihin huomioon myös ajat, jolloin LTO on ollut pois käytöstä. Tästä voisi tehdä johtopäätöksen, ettei LTO:ta kan-

nata käyttää lainkaan. On kuitenkin huomioitava, että LTO:n ollessa pois käytöstä ei myöskään ilmankuivain ole toiminnassa. Täten hallitilassa syntyvää kosteutta ei poisteta, vaan se kiertää takaisin hallitilaan. LTO:lla onkin jäähalliolosuhteissa hieman tavanomaisesta poikkeava rooli, sillä sen pääasiallinen tehtävä etenkin lämpiminä vuodenaikoina on lämmitysenergian tarpeen pienentämisen sijaan kuivauspatteriin kohdistuvan jäähdytysenergian tarpeen pienentäminen. Mikäli LTO on sijoitettu ilmanvaihtojärjestelmään oikein, voidaan sen avulla siirtää poistoilman lämpöenergia tuloilmaan ja samalla ohittaa kondenssikuivain. Tällöin sekä kuivaimen jäähdytys- että kuivaimen jälkeisen lämmitysenergian tarpeet pienenevät, ja järjestelmä toimii sekä raitis- että kiertoilmakäytöllä optimaalisella hyötysuhteella.

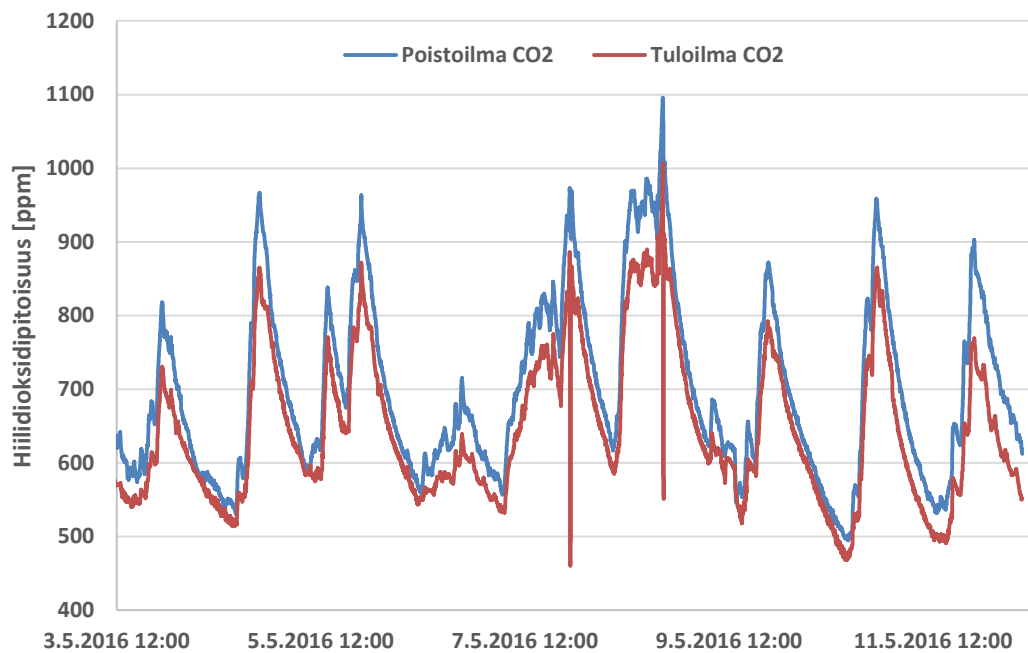


Kuva 58. Klaukkalan harjoitusjäähallin poistoilman LTO:n hyötysuhde.

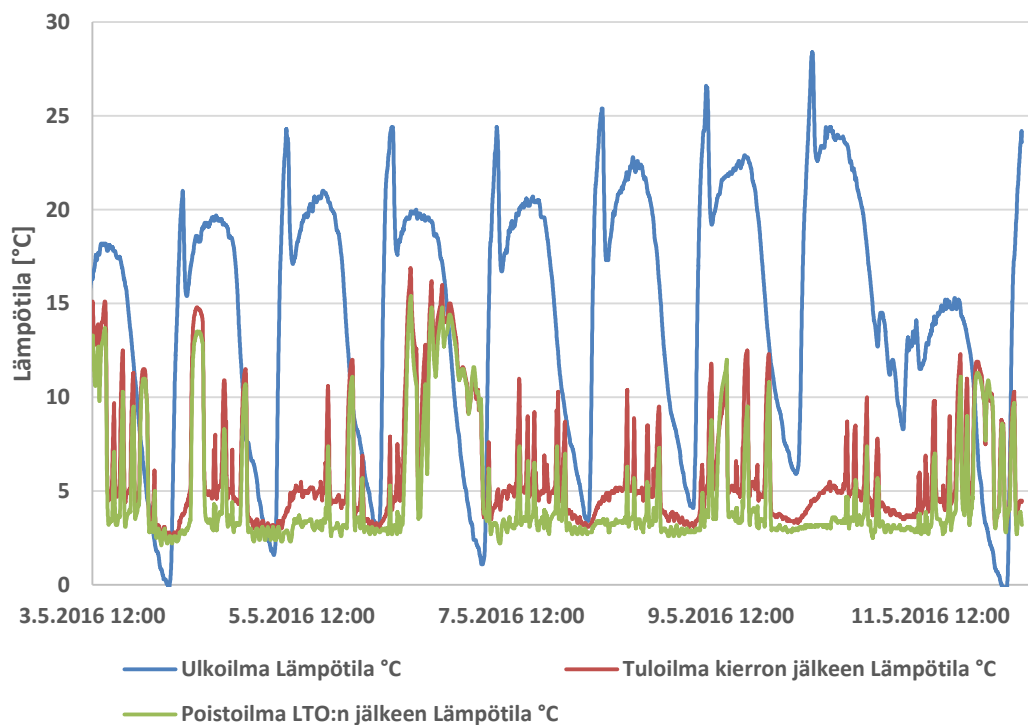
Ilmanvaihdon raitisilmavirtaa ei voitu mitata. Sen määrittämiseksi turvauduttiin laskennalliseen menetelmään, joka huomioi tuloilmavirran, poistoilmavirran ja näiden hiilidioksidipitoisuudet. Tuloilman ja poistoilman hiilidioksidipitoisuudet on esitetty kuvassa 59. Kuvasta huomataan, että tuloilman pitoisuus oli tasaisesti hieman poistoilmaa pienempi. Keskimäärin erotus oli noin 52 ppm. Tämän perusteella tuloilmasta keskimäärin noin 17 % tai  $0,43 \text{ m}^3/\text{s}$  olisi ollut raitisilmaa, laskennan virhemarginaalin ollessa noin 34 %. Automaatiotallennuksen perusteella sekä raitis-, että jäteilmapellit ovat kuitenkin olleet koko mittausjakson ajan täysin kiinni, ja kiertoilmapelti on ollut täysin auki. Tämän perusteella varsinaista raitisilmapellin aukaisurajaa ei mittausjakson aikana saavutettu, mutta pelti päästää järjestelmään jonkinlaisen minimiraitisilmavirran vaikka automaation mukaan se olisi täysin kiinni. Päätelmää tukee myös se tosiasia, ettei mitattu jäteilmavirta ole  $0 \text{ m}^3/\text{s}$  vaan se vaihtelee tuloilmapuhaltimen tehonsäädön perusteella yleisesti välillä  $0,1 \dots 0,3 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Hiilidioksidipitoisuuksien perusteella tehtyä päätelmää raitisilmavirrasta tukee myös lopullisen poistoilman ja alkuperäisen tuloilman lämpötilojen tarkastelu suhteessa mitattuun ulko- eli raitisilman lämpötilaan. Nämä on esitetty kuvassa 60. Kiertoilmakanavan jälkeisen tuloilman lämpötila oli tasaisesti LTO:n jälkeistä poistoilmaa lämpimämpää. Ero on suurim-

millaan ulkoilman lämpötilan ollessa korkeimmillaan. Tästä voidaan päätellä, ettei lopullinen poistoilma ole sellaisenaan kiertänyt takaisin tuloilmakanavaan, vaan siihen on, kuten aiemmin todettiin, sekoittunut myös raitisilmaa.



Kuva 59. Klaukkalan harjoitusjäähallin tulo- ja poistoilman hiilidioksidipitoisuudet.

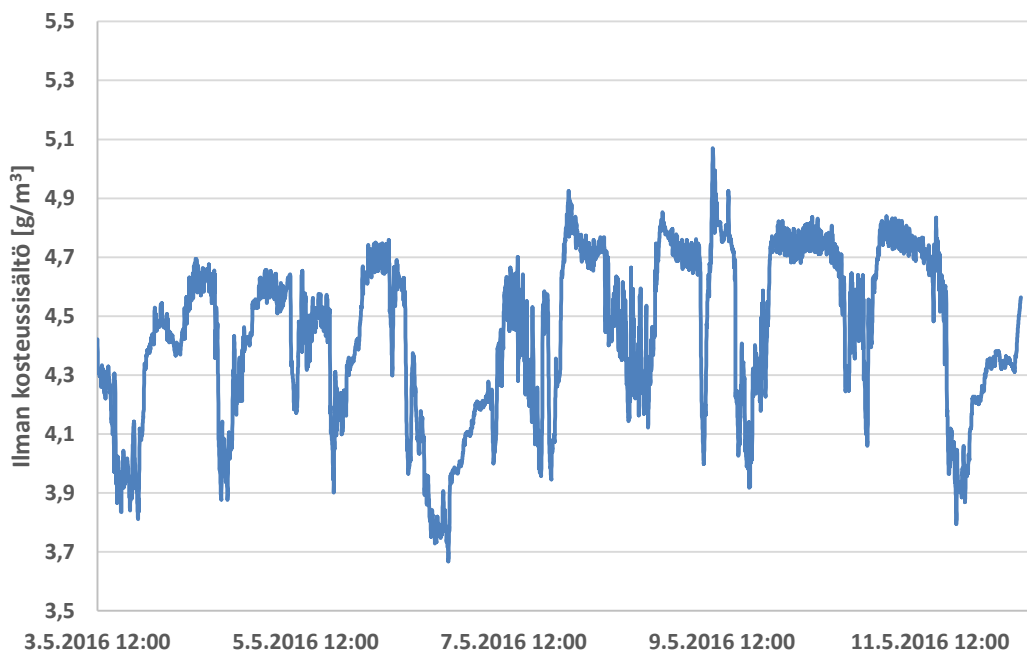


Kuva 60. Klaukkalan harjoitusjäähallin LTO:n jälkeisen poistoilman, kiertoilmakanavan jälkeisen tuloilman ja ulkoilman lämpötilat.

Raitisilmavirran laskentaan liittyen on huomioitava, että poistoilmavirran on oletettu olevan yhtä suuri tuloilmavirran kanssa, sillä poistoilmakanavassa ilmavirtaa voitiin mitata ainoastaan kiertoilmahaaran jälkeen. Todellisuudessa osa tuloilmapuhaltimen halliin ohjaamasta ilmasta vuotaa hallitilasta ulos myös poistoilmakanavan ulkopuolisia reittejä, jolloin poistoilmavirta on hieman tuloilmavirtaa pienempi. Lisäksi ulkoilman hiilidioksidipitoisuudeksi on oletettu vakio 400 ppm. Nämä oletukset, ja laskennan suurehko virhemarginaali huomioiden on raitisilmavirran tarkempaan määrittelyyn liittyen jatkotutkimusten tarve olemassa.

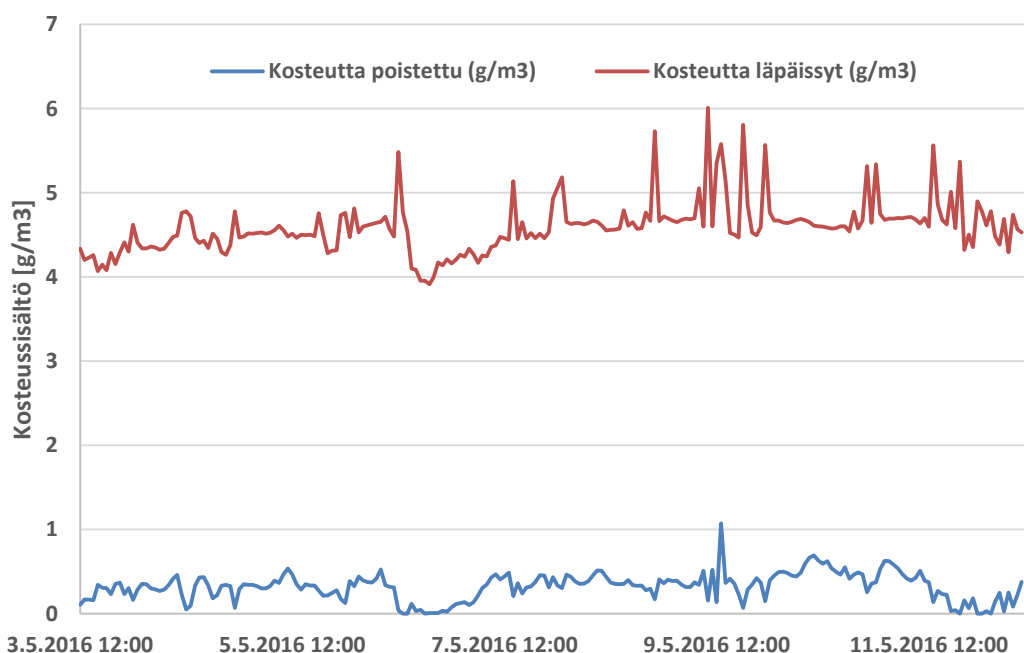
### 5.1.1.3 Kosteudenhallinta

Hallitilan lämpötilan ja suhteellisen kosteuden perusteella laskettu ilman sisältämän absoluuttisen kosteuden määrä mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 61. Kuvasta huomataan, että vaihtelu oli selvästi suhteellisen kosteuden vaihtelua tasaisempaa (vertaa kuva 51). Hallitilan sisäilma sisälsi enimmillään noin  $4,7 \dots 5,1 \text{ g/m}^3$  kosteutta. Pitoisuus oli usein korkeimmillaan aamuyön tunteina, mutta ajoittain myös aamu- tai keskipäivällä. Kosteuden pienimmät arvot mitattiin päivittäin illalla aikavälillä 18–21. Jääradan kuormitus ja täten myös hallitilassa syntyvän kosteuden määrä ovat tällöin korkeimmillaan, johon kondenssikuivain oletettavasti reagoi nostamalla kuivaustehoaan.



Kuva 61. Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä mittausjakson ajalta.

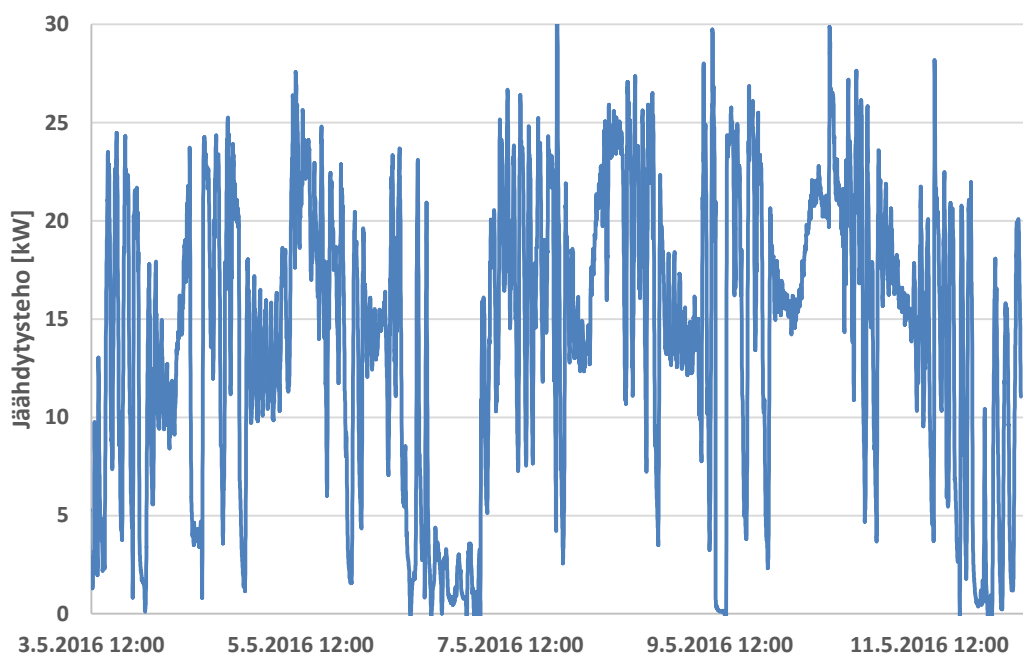
Ilmanvaihdon kondenssikuivaimen toimintaa on analysoitu laskemalla sen läpi pääsevän absoluuttisen kosteuden määrä. Kuivain kytkeytyy nopealla tahdilla pois käytöstä ja takaisin käyttöön. Tämän johdosta kuivaimen läpäiselle sekä sen poistamille kosteussisällöille on laskettu tuntikeskiarvot hetkellisten arvojen esittämisen sijaan. Kuivaimen poistama ja sen läpäissyt kosteus on esitetty kuvassa 62. Kuten kuvasta huomataan, oli kuivaimen läpäisemän kosteuden määrä moninkertainen sen poistamaan kosteuteen verrattuna. Keskimäärin kuivaimen läpäisi  $4,59 \text{ g/m}^3$  kosteutta, kun siihen tiivistyi keskimäärin  $0,32 \text{ g/m}^3$ . Hetkittäin kuivaimen läpäisi suurimmillaan noin  $6 \text{ g/m}^3$ . Tällöin myös tiivistyneen kosteuden määrä oli pienimmillään.



Kuva 62. Klaukkalan harjoitusjäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistama ja sen läpäissyt kosteus.

Kokonaisuudessaan kuivaimen voidaan kuitenkin todeta toimivan hyvin. Sen ollessa käytössä oli läpäisevän kosteuden määrä usein melko vakio, noin  $4,6 \text{ g/m}^2$ . Hetkittäiset piikit johtunevat siitä, että kuivain kytkeytyi pois käytöstä tiivistyneen kosteuden jäätymisvaaran takia. Myös se tosiasia, että ilman lämpötila kuivaimen jälkeen oli ajoittain pakkasen puolella, tukee päätelmää, ettei tiivistyneen kosteuden jäätyminen kuivaimen sisällä ole mahdollista. Vaikka kuivain ajoittain kytkeytyi pois käytöstä, oli sen läpäisseen kosteuden keskiarvo mittausjakson ajalta riittävän alhainen. Kuivaimen keskimäärin läpäissyt  $4,59 \text{ g/m}^3$  tarkoittaa, että suhteellinen kosteus lämpötilassa  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  on noin 68 %. Tässä suhteessa kuivaimen kapasiteetti on rajoittava tekijä, eikä hallitilan lämpötilan tulisi antaa laskea alle  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ :seen, jottei suhteellinen kosteus pääse nousemaan yli 70 %:iin. Nykyisellä kuivauskapasiteetilla suhteellinen kosteus nousee yli 90 %:iin kun lämpötila laskee alle  $0,73 \text{ }^\circ\text{C}$ :seen, ja kosteuden tiivistymistä tapahtuu varmasti, kun lämpötila on alle  $-0,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Lämpötila jääradan tasolla tai muuten heikosti lämmitetyissä hallitilan osissa voi laskea alle  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ :seen. Täten tulee varmistaa, ettei todennäköinen kosteuden tiivistyminen ja mahdollinen jäätyminen aiheuta vaurioita tiivistymiselle alttiina oleville rakenteille.

Ilmanvaihdon kuivauspatteri hyödyntää jäähdytyksessä kylmäkoneiston tuottamaa jäähdytysenergiaa. Kuivaimen jäähdytysteho on esitetty kuvassa 63. Kuten kuvasta huomataan, vaihteli jäähdytysteho nopealla rytmillä, ollen alimmillaan alle  $5 \text{ kW}$  ja ylimmillään yli  $25 \text{ kW}$ . Keskimäärin tuloilmaa jäähdytettiin  $14,1 \text{ kW}$ :n teholla. Mikäli kylmäkoneiston kylmäkertoimeksi oletetaan esimerkiksi kaksi, on ilman kuivatus mittausjakson aikana vaatinut keskimäärin hyvin maltillisen  $7 \text{ kW}$ :n sähkötehon.



Kuva 63. Klaukkalan harjoitusjäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen jäähdytysteho.

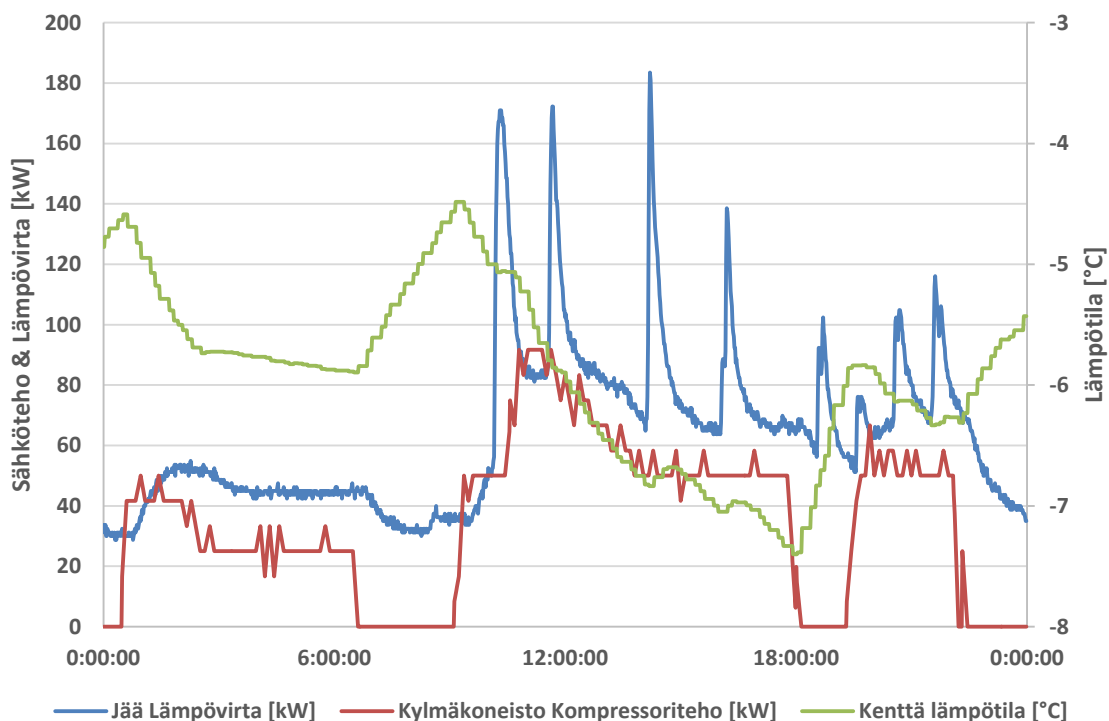
#### 5.1.1.4 Kylmäkoneiston toiminta

Kylmäkoneiston toiminnan analysointia varten on mittausjakson ajalta valittu tarkasteluun lyhyempi yhden vuorokauden mittainen jakso. Vuorokausi on sama kuin edellä osassa ilmanvaihdon tarkastelua, 5.5.2016. Jään läpäissyt lämpövirta, kylmäkoneiston kompressorien sähköteho ja jääradan alapinnan lämpötila on esitetty kuvassa 64. Lämpövirta jään läpi oli keskimäärin  $42,07 \text{ W/m}^2$ , tai jääradan koon ( $58 \text{ m} \times 26 \text{ m}$ ) huomioiden kokonaisuudessaan keskimäärin  $63,44 \text{ kW}$ . Vaihteluväli oli  $28,71 \dots 183,51 \text{ kW}$ . Kompressorien sähkötehon havaittiin olleen suurimman osan ajasta joko  $0 \text{ kW}$ ,  $25 \text{ kW}$ ,  $42 \text{ kW}$ ,  $50 \text{ kW}$  tai  $92 \text{ kW}$ . Keskimäärin sähköteho oli  $35,43 \text{ kW}$ . Noin  $24 \%$  ajasta kumpikaan kompressoreista ei ollut käytössä,  $45 \%$  ajasta toinen kompressoreista oli käytössä ja  $31 \%$  ajasta molemmat kompressorit olivat käytössä. Jääradan alapinnan lämpötila oli keskimäärin  $-5,92 \text{ }^\circ\text{C}$ , ja se vaihteli välillä  $-7,40 \dots -4,48 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Suurin jään läpäisevään lämpövirtaan vaikuttava tekijä on jään hoito. Kuvassa jään hoitokerrat näkyvät selvinä piikkeinä lämpövirrassa. Yhteensä tarkasteluvuorokauden aikana jäätä hoidettiin kahdeksan kertaa. Hoidosta aiheutuvan lämpövirran maksimi vaihteli välillä  $75 \dots 180 \text{ kW}$ . Suurehko vaihteluväli tarkoittaa, ettei jäätä todennäköisesti hoideta jokaisella kerralla samalla tavalla. Esimerkiksi käytetyn veden määrä ja lämpötila saattavat vaihdella. Toisaalta on myös huomioitava, että yksi pienimmistä jäähoidosta aiheutuneista piikeistä mitattiin, kun kumpikin kompressoreista oli pois käytöstä. Tällöin myös jääradan jään hoidon aikainen lämpötilan nousu oli suurimmillaan tarkoittaen, että osa jäähoidoveden lämpöenergiasta on lämpövirtana jään läpi siirtymisen sijaan kulunut jääradan lämmittämiseen.

Kompressorien sähköteho oli käytännössä suoraan verrannollinen jään lämpövirtaan sillä erotuksella, että hetkellisesti lämpövirran kumoamisen sijaan jään lämpötilan annettiin satunnaisesti nousta. Suurimman osan ajasta kompressoriteho kuitenkin kasvoi lämpövirran kasvaessa, ja päinvastoin. Toisaalta on myös huomioitava, että jään lämpötila oli suuren osan

päivästä laskussa. Tämä tarkoittaa, että kompressorien tuottamalla kylmäenergialla ei ainoastaan kumottu jään lämpövirtaa, vaan sillä myös jäähdytettiin itse jäärataa. Ainoastaan hetkellisesti aamuyön aikaan oli tarkasteluvuorokauden aikana jakso, jolloin kaikki kolme, jään lämpövirta, kompressoriteho ja jään lämpötila, olivat enemmän tai vähemmän vakioita.



Kuva 64. Klaukkalan harjoitusjäähallin jään läpäissyt lämpövirta, kylmäkoneiston kompressorien sähköteho ja jääradan alapinnan lämpötila tarkasteluvuorokauden ajalta.

Jääradan liian kylmä lämpötila kasvattaa myös hallitilasta jäähän kohdistuvaa lämpövirtaa, sillä lämpövirran voimanlähteenä toimiva lämpötilaero hallitilan ja jääradan välillä kasvaa. Kylmäkoneiston ohjausperiaatteiden muuttaminen siten, että jääradan lämpötila pysyisi paremmin vakiona, voisi vaikuttaa myös kompressorien sähkötehoihin ja täten koko koneiston energiatehokkuuteen.

Kompressoritehon ollessa hyvin verrannollinen jääradan lämpövirtaan tulisi myös mahdollisuuksia lämpövirran pienentämiseen tutkia. Tämä toki sillä ehdolla, ettei jään laatu pääse kärsimään. Etenkin jäänhoidossa käytetyn veden lämpötila vaikuttaa merkittävästi lämpövirran suuruuteen, sillä käytännössä kaikki lämpimän jäänhoitoveden sisältämä lämpöenergia tulee kumota kylmäkoneiston kylmäenergialla. Toisaalta myös jäänhoitokertojen rajoittamisella on suora vaikutus lämpövirtaan. Sekä jäänhoitoveden lämpötilan laskeminen että jäänhoitokertojen rajoittaminen vaikuttavat kuitenkin negatiivisesti jään laatuun, eikä tämä ole energiatehokkuudenkaan nimissä sen enempää hyväksyttävää, kuin lämpimän käyttöveden tarjoamisen lopettaminen pukutiloissa. Jäänhoitoveden lämpötilalle ja jäänhoitokertojen määrälle voitaisiin kuitenkin selvittää minimivaatimukset, joilla jään laatu on edelleen hyväksyttävä. Toisaalta lienee mahdollista myös tutkia jäänhoidossa käytetyn veden koostumuksen kehitystä siten, että jään sitkeys paranee ja jäänhoitokertojen määrän tarve täten laskee.



Jäähdytysenergian tarpeen pienentämisen vastakohtana on sen tuottamisesta vastuussa olevan kylmäkoneiston hyötysuhteen kehittäminen. Kylmäkoneiston tarkasteluvuorokauden aikaisen kylmäkertoimen eli COP:in laskentaan valittiin vuorokauden ajalta mahdollisimman pitkä jakso, jonka aluksi ja lopuksi jääradan lämpötila oli sama. Täten kaikki kylmäkoneiston tuottama kylmäenergia on kulutettu jään lämpövirran kumoamiseen eikä sitä ole varastoitunut itse jäärataan. Alku- ja loppulämpötilaksi asetettiin  $-5,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , jolloin jakson alku- ja loppuajoiksi saatiin 01:56 ja 23:59. Tältä ajalta lämpövirta jään läpi oli keskimäärin 65,59 kW ja kylmäkoneiston sähköteho keskimäärin 35,78 kW. Lisäksi on huomioitava ilmanvaihdon kondenssikuivaimen jäähdytysteho samalta ajalta, joka oli keskimäärin 16,09 kW. Täten kylmäkoneiston COP:in pitkän ajan keskiarvoksi saadaan noin 2,3. Tulos on realistinen ottaen huomioon, että kylmäkoneiston on ilmoitettu tuottavan 150 kW:n kompressorisähköteholla suurimmillaan 320 kW:n jäähdytystehon. Näillä arvoilla laskettu COP olisi noin 2,1.

Yllä esiteltyä menetelmää ei voida käyttää kylmäkoneiston hetkellisen COP:in selvittämiseen eikä täten päästä analysoimaan, mikä sen vaihteluväli on tai mitkä tekijät siihen vaikuttavat. Syynä tälle on, että kompressorit kytkeytyvät ajoittain pois käytöstä, mutta lämpövirta jään läpi on jatkuvasti olemassa. Näinä hetkinä laskennallinen COP kasvaa äärettömän korkeaksi, vaikka todellisuudessa lämpövirtaa ei kumota jäähdytysenergialla, vaan se lämmittää jäärataa. Tästä syystä laskenta tulee suorittaa jaksolle, jossa jään lämpötila on sama aluksi ja lopuksi. Vaikka käytetyn menetelmän avulla saatu tulos on realistinen, tulisi laskuissa huomioida myös kylmäkoneiston oheislaitteiden, kuten liuospumppujen ja ohjauslaitteiden sähkönkulutukset. Näiden osuus kylmäkoneiston kokonaissähkönkulutuksesta on kuitenkin verrattain pieni. Hetkellisen COP:in laskenta tulisi suorittaa mittaamalla varsinaisen kylmäliuoksen virtausnopeutta sekä meno- ja paluulämpötilaa, ja verrata näitä koneiston sähkönkulutukseen. Kylmäliuosmittauksilla saataisiin tarkempi kuva koneiston tuottamasta jäähdytysenergiasta.

#### **5.1.1.5 Energiamittaukset ja –laskelmat**

Koko Klaukkalan jäähalli, mukaan lukien harjoitusjäähallin ohella toimiva kilpajäähalli, kulutti mittausjakson aikana keskimäärin vuorokaudessa noin 559 kWh kaukolämpöä ja 12,3 m<sup>3</sup> vettä. Kilpajäähalli oli kuitenkin mittausjakson ajan pois käytöstä eli voidaan perustellusti olettaa, että valtaosa sekä kaukolämmön, että veden kulutuksesta aiheutui harjoitusjäähallin toiminnasta. Sähkönkulutuksen suhteen saatiin rakennusautomaatiosta tiedot kylmäkoneiston ja ilmanvaihdon puhaltimien kulutuksista. Kylmäkoneisto kulutti sähköä keskimäärin 849,2 kWh vuorokautta kohden ja ilmanvaihdon puhaltimet puolestaan 55,7 kWh. Kylmäkoneistossa kompressorien osuus kokonaiskulutuksesta oli noin 89 %. Ilmanvaihdoissa poistoilmapuhallin oli käytössä niin vähän, että sen osuus koko puhaltimien kulutuksesta oli ainoastaan 0,2 kWh vuorokautta kohden.

Mittausjakson aikana jäätä hoidettiin yhteensä 62 kertaa, keskimäärin 7,9 kertaa vuorokauden aikana. Jäänhoitoveden määrän jäänhoitokertaa kohden on ilmoitettu olevan 450 litraa, ja sen lämpötila on  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Täten vuorokaudessa kulutettiin keskimäärin noin 103 kWh lämpöenergiaa jäänhoitoveden lämmitykseen, kun oletetaan lämmitysoperaation tapahtuvan 100 %:n hyötysuhteella. Vesi lämmitetään kaukolämmöllä. Täten noin 18 % kaukolämmön kokonaiskulutuksesta on käytetty jäänhoitoveden lämmitykseen.

Ottamalla aiemmin selvitetyn kylmäkoneiston kylmäkertoimen ja kompressorien sähkönkulutuksen huomioon voidaan arvioida myös tuotetun lauhdelämmön määrä. Kompressorit ku-

luttivat vuorokaudessa keskimäärin 755,8 kWh ja tuottivat jäähdytysenergiaa kylmäkertoimella, joka oli noin kaksi. Täten lauhdelämpöä tuotettiin vuorokaudessa keskimäärin noin 2267 kWh.

Ilmanvaihdossa tuloilmaa lämmitettiin keskimäärin 55,7 kW:n lämmitysteholla. Lämmityksestä 41 % tapahtui LTO-patterissa, 54 % lauhdelämpöpatterissa ja 5 % kaukolämpöpatterissa. Täten vuorokauden aikana ilmanvaihto kulutti noin 722 kWh lauhdelämpöä. Lauhde-  
liuoksen lauhtumista tapahtuu lauhdekierrossa ilmanvaihdon lämmityspatterin lisäksi routasuojauksessa ja lauhdepuhaltimilla. Näiden osuuksia kokonaislauhde-energian kulutuksesta ei puutteellisten lämpötila-antureiden takia voitu selvittää. Routasuojauksen vaatima lämpöenergian määrä on kuitenkin kirjallisuustutkimuksen mukaan pieni, joten sen osuus voidaan tässä vaiheessa jättää huomioimatta.

Mittausten ja laskujen perusteella tiedetään siis, että lauhdelämpöä tuotetaan vuorokausitasolla noin 2267 kWh ja siitä hyödynnetään ilmanvaihdossa noin 722 kWh. Lopun voidaan olettaa kuluvan hyödyntämättömänä lauhdepuhaltimilla. Samaan aikaan kaukolämpöä kulutetaan noin 559 kWh, vaikka hyödyntämättömä, ilmaista lauhdelämpöä olisi tarjolla jopa 1545 kWh. Lauhdelämpöä ei sen matalalämpöisyyden takia suoraan voida hyödyntää lämpimän käyttöveden tuottamiseen, mutta jäänhoitoveden lämmitys onnistuisi lauhdelämmöllä ongelmitta. Jäänhoitoveden lämmitykseen tarkoitetun vesivaraajan lisääminen lauhdekiertoon pienentäisi kaukolämmönkulutusta käytännössä välittömästi laskujen mukaan noin 18 %.

Toisaalta lauhdelämpöä voitaisiin hyödyntää koko kohteen kaiken lämpimän käyttöveden esilämmitykseen. Vuorokausitasolla hyödyntämättömällä 1545 kWh:lla lauhdelämpöä voitaisiin esilämmittää lämmintä käyttövettä lämpötilaan 30 °C jopa 53 m<sup>3</sup>. Mittausjakson aikainen veden vuorokausikulutus oli 12,3 m<sup>3</sup>, eli lauhdelämpö riittäisi kaiken lämpimän käyttöveden esilämmitykseen hyvällä marginaalilla.

Olettamalla jääradan kuormituksen olevan koko käyttökauden mittausjakson mukainen, ja jättämällä ulkoilman vaikutuksen huomioimatta, voidaan mittausjakson tulokset ekstrapoloida myös vuositasolle. Tällöin 10 kuukauden käyttöjakson aikana lauhdelämmitetty vesivaraaja pelkälle jäänhoitovedelle pienentäisi kohteen kaukolämmönkulutusta vuositasolla noin 31 000 kWh. Mikäli oletetaan 80 % kaukolämmöstä kuluvan lämpimän käyttöveden tuottamiseen, voitaisiin lauhdelämpöä hyödyntävällä veden esilämmityksellä pienentää kohteen kaukolämmönkulutusta vuositasolla noin 67 000 kWh. Tässäkin tapauksessa tuotetusta lauhdelämmöstä hyödynnettäisiin vasta noin 40 %. Mikäli lauhdelämmöllä onnistuttaisiin kattamaan kohteen kaikki lämmitystarpeet, pienenesi kaukolämmönkulutus vuositasolla jopa 168 000 kWh. Tällöinkin lauhdelämmöstä tulisi ottaa talteen vain noin 55 % koko tuotannosta. Säästöpotentiaali ylittää kohteen todelliseksi kaukolämmönkulutukseksi vuodelta 2015 ilmoitetun 127 000 kWh:n, mutta tämä on vain arvio harjoitusjäähallin osuudeksi koko kiinteistön 422 000 kWh:n kaukolämmön kokonaiskulutuksesta. Todellisuudessa harjoitusjäähalli on voinut kuluttaa enemmänkin.

Tässä luvussa esitellyt laskennalliset tulokset perustuvat useisiin oletuksiin ja ovat täten suuntaa antavia. Tarkempien tulosten toivossa tulisi kohteessa suorittaa pidempi mittausjakso, jotta etenkin vaihtuvien ulkoilman olosuhteiden merkitystä sekä sähkön, että kaukolämmön kulutuksiin voitaisiin paremmin tutkia. Tulosten perusteella on kuitenkin selvää, että lauhdelämmön tehokkaampi hyödyntäminen tarjoaa täysin realistiset energiatehokkuuden kehittämismahdollisuudet.

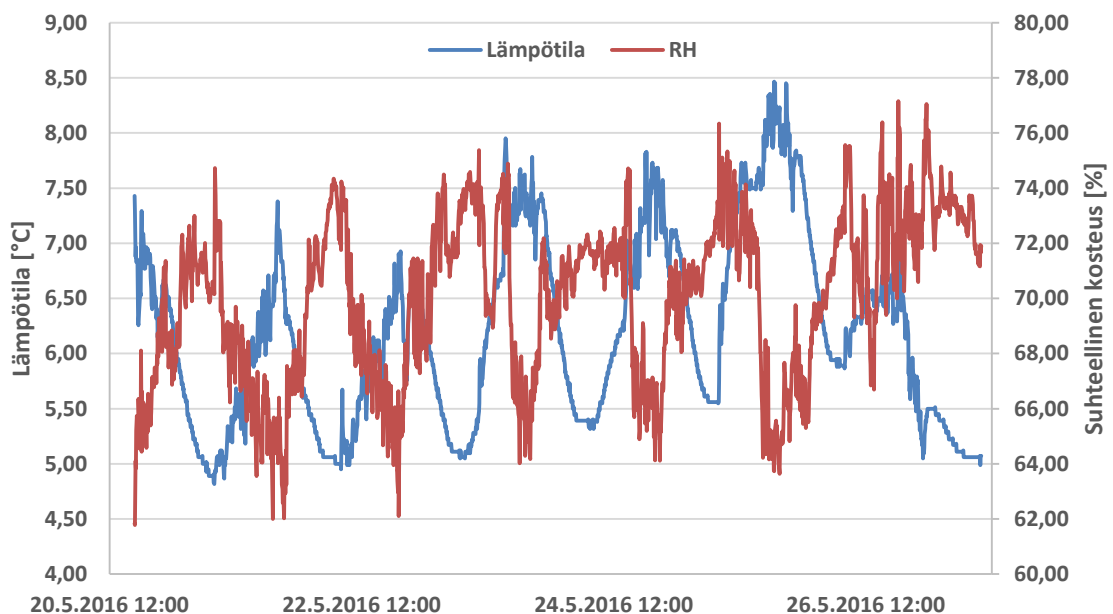
Lauhdelämmön tehokkaamman hyödyntämisen ohella kylmäkoneiston kylmäkertoimen parantaminen on sähkönkulutuksen suhteen tehokkain tapa energiatehokkuuden kehittämiseen. Koko kiinteistön sähkönkulutus mittausjakson ajalta ei ole tiedossa, mutta esimerkiksi vuonna 2015 kylmäkoneiston osuus kokonaissähkönkulutuksesta oli noin 58 %. Vertailun vuoksi ilmanvaihdon puhaltimien osuus oli noin 9 % ja sähkökäyttöisen jäähdytyskoneen latauksen noin 5 %. Kylmäkoneiston COP:in nostaminen nykyisestä arvosta kaksi arvoon kolme pienentäisi kohteen sähkönkulutusta vuositasolla noin 85 000 kWh.

## 5.1.2 Mäntsälän Tokmanni Areena

### 5.1.2.1 Hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste

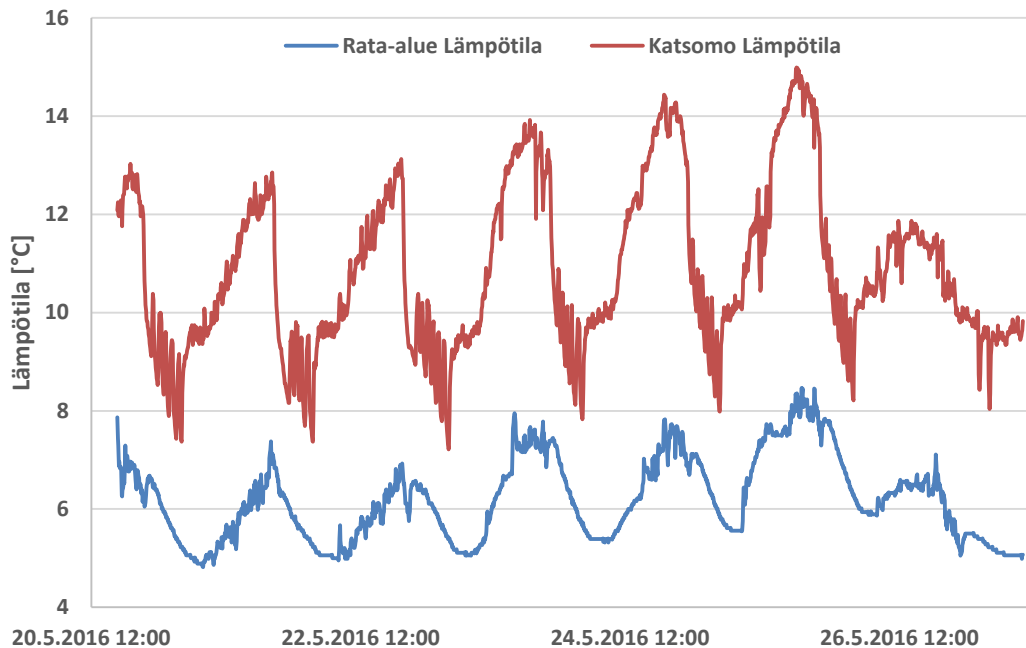
Mäntsälän jäähallin rata-alueen lämpötila ja suhteellinen kosteus on esitetty kuvassa 65. Lämpötilalla ja sen kautta myös suhteellisella kosteudella oli selkeä vuorokausirytm. Lämpötila oli korkeimmillaan illalla vuorokauden päättyessä, jolloin se oli yleisesti tasolla 7...8 °C. Lämpötilan annettiin yön aikana laskea, ja se saavutti alhaisimman arvonsa, noin 5...6 °C, kahdeksan aikaan aamulla. Hallitilan lämpötilalla oli mittausjakson ajan nouseva trendi, joka johtuu myös noususuunnassa olleesta ulkoilman lämpötilasta. Rata-alueen lämpötilan kehitys oli tasaista, mutta se oli suuren osan ajasta suositellun maksimiarvon (6 °C) yläpuolella.

Rata-alueen suhteellinen kosteus reagoi ennalta arvattavasti ilman lämpötilavaihteluihin. Lämpötilan laskiessa se nousi, ja lämpötilan noustessa se laski. Tästä voisi päätellä, että hallitilassa olleen absoluuttisen kosteuden määrä oli melko vakio. Suhteellisen kosteuden käyrästä on kuitenkin mahdollista havaita edestakaista liikettä, mitä ei voida selittää lämpötilavaihteluilla. Suhteellisen kosteuden nopearytmisen vaihtelu johtui kovan kuormituksen alaisena olevasta ilmanvaihdon kondenssikuivaimesta, joka jäätymisvaaran takia kytkettiin jatkuvasti pois käytöstä ja takaisin käyttöön. Jatkuvasti jäähdytyskapasiteettinsa rajoilla toiminut kondenssikuivain selittää myös etenkin hallitilan lämpötilan huomioiden melko korkean suhteellisen kosteuden. 70 %:n raja-arvon yläpuolella vietettiin pitkiäkin aikoja. Kondenssikuivaimen toimintaa analysoidaan tarkemmin tulevaisuudessa kappaleissa.



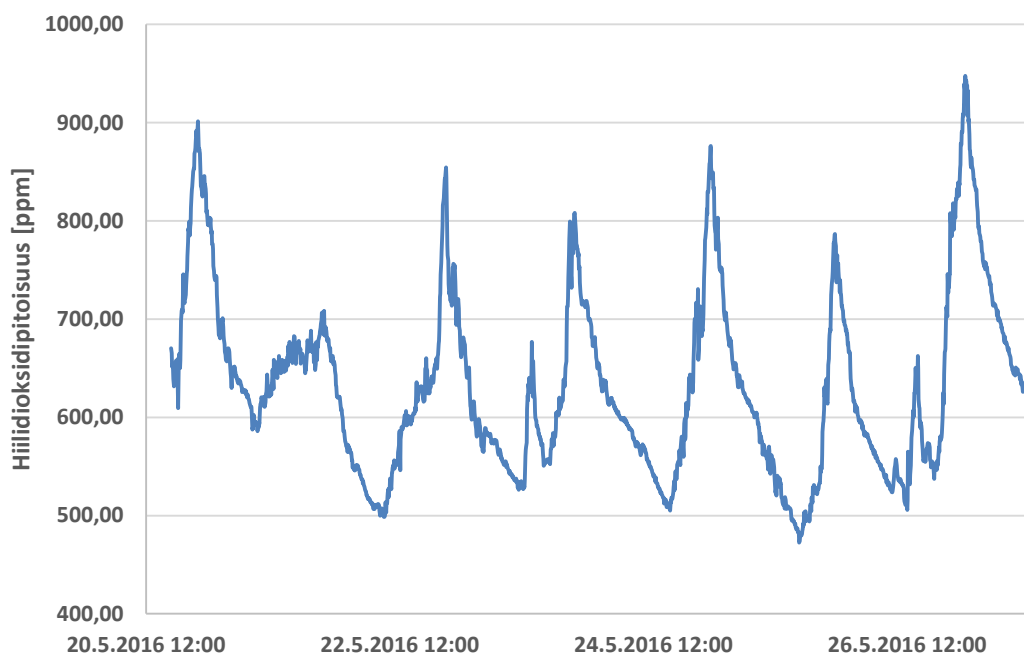
Kuva 65. Mäntsälän jäähallin rata-alueen sisäilman mittausjakson aikainen lämpötila ja suhteellinen kosteus.

Mäntsälän jäähalli on vertailun jäähalleista ainoa, jossa rata-alueelle laitapuhalluksen kautta ohjattavaa tuloilmaa ei lämmitetä lainkaan. Täten myös rata-alueen lämmitys tapahtuu katsomoon ohjattavan, lämmitetyn tuloilman kautta. Samalla katsomo voidaan pitää huomattavasti muuta hallitilaa lämpimämpänä. Katsomon ja rata-alueen lämpötilat on esitetty kuvassa 66. Katsomon lämpötila käyttäytyi vuorokausirytmien kannalta kuten rata-alueen lämpötila, mutta oli päiväsaikaan keskimäärin 5...7 °C:tta rata-alueen ilmaa lämpimämpää. Lämpötilan lahtiessa laskuun vuorojen päätyttyä laski katsomon lämpötila huomattavasti rata-alueen lämpötilaa nopeammin.



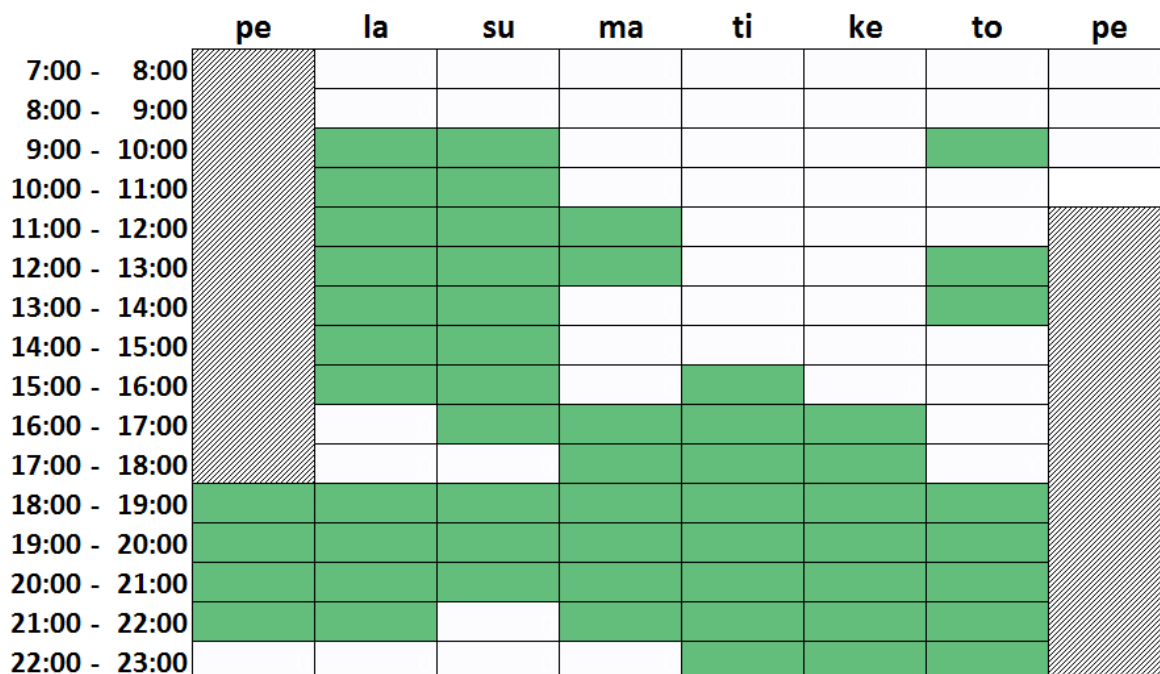
Kuva 66. Mäntsälän jäähallin rata-alueen ja katsomon mittausjakson aikaiset lämpötilat.

Mäntsälän jäähallin hiilidioksidipitoisuus mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 67. Hiilidioksidipitoisuudella oli Mäntsälän jäähallissa tutkimuskohteista alhaisimmat maksimipitoisuudet, niiden ollessa yleensä alle 900 ppm. Tämän perusteella Mäntsälän jäähalli on vertailun jäähalleista ainoa, joka voitaisiin melkein luokitella Sisäilmastoluokituksen mukaan luokkaan S2 – hyvä sisäilmasto. Hiilidioksidipitoisuuksien huiput saavutettiin vuorojen päättyessä klo 20–23 välillä. Tämän jälkeen pitoisuus ehti yleensä laskea tasolle 500 ppm ennen seuraavan vuoron alkua.



Kuva 67. Mäntsälän jäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen hiilidioksidipitoisuus.

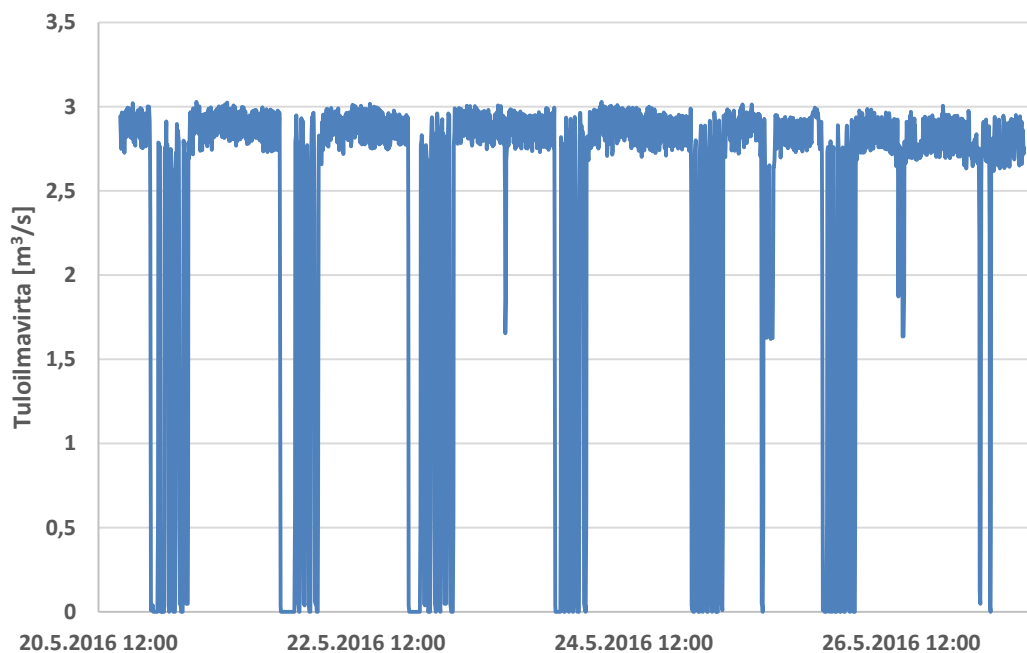
Hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella johdettu jääradan ”käyttökaleri” mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 68. Tämän perusteella jäärata on ollut käytössä 53 % aukioloajasta. Myös Mäntsälän jäähallissa viikonloppuisin käyttöä on tasaisesti aamusta iltaan, kun arkisin käyttö painottuu iltapäivään ja iltaan.



Kuva 68. Mäntsälän jäähallin mittausjakson aikainen jääradan käyttö. Vihreällä merkattuihin aikoihin jäärata oli käytössä ja valkoisella käyttämättä. Harmaat alueet ovat mittausjakson ulkopuolelta.

### 5.1.2.2 Ilmanvaihtokoneiston toiminta

Mäntsälän jäähallin tuloilmavirta on esitetty kuvassa 69. Kuvasta huomataan, että tuloilmavirta oli suuren osan ajasta koneelle asetetun maksimitehon tuntumassa. Tuloilmapuhaltimen maksimitilavuusvirta on  $4 \text{ m}^3/\text{s}$ , mutta täystehon asetukseksi on asetettu 75 % maksimitehosta. Päiväsaikaan tuloilmavirta vaihteli normaalioloissa välillä  $2,7 \dots 3,0 \text{ m}^3/\text{s}$ . Yöaikaan tulopuhallin kytkeytyi nopealla tahdilla pois päältä ja takaisin päälle. Ilmeisesti tarkoituksena on pitää puhaltimet yöaikaan kokonaan pois käytöstä, mutta järjestelmä joutui todennäköisesti hallitilan suhteellisen kosteuden takia jatkuvasti käynnistämään ilmanvaihdon. Koko jakson ajalta (mukaan lukien yöajat, jolloin järjestelmä oli ajoittain pois käytöstä) tuloilmavirta oli keskimäärin  $2,39 \text{ m}^3/\text{s}$ .

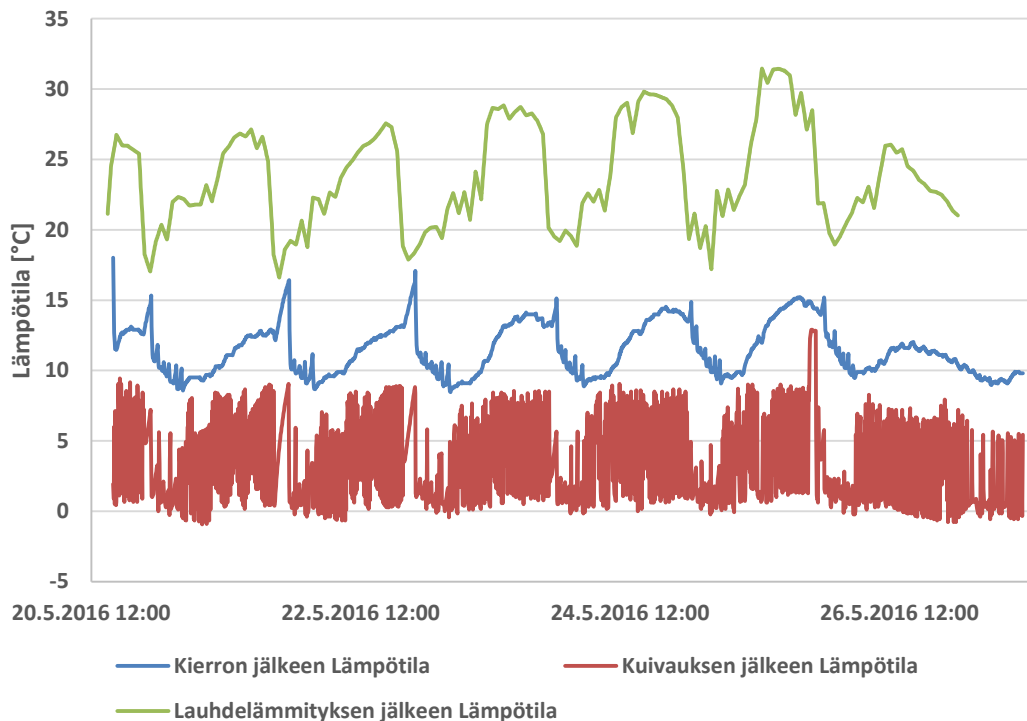


Kuva 69. Mäntsälän jäähallin tuloilmavirta mittausjakson ajalta.

Lämmittämättömän laitapuhalluksen osuutta kokonaistuloilmavirrasta ei voitu koko mittausjakson ajan seurata, mutta sen osuus selvitettiin mittaamalla laitapuhalluksen tilavuusvirta kokonaisvirran ollessa noin  $2,8 \text{ m}^3/\text{s}$ . Järjestelmä toimii siten, että tulopuhaltimen toimiessa täysteholla laitapuhalluksen haaran sulkupelti on 60 % auki ja puoliteholla 30 % auki. Laitapuhalluksen tilavuusvirraksi mitattiin sulkupellin ollessa 60 % auki noin  $0,63 \text{ m}^3/\text{s}$ . Tämän perusteella tehtiin oletus, että järjestelmän toimiessa täysteholla 22,5 % tuloilmasta ohjataan laitapuhallukseen, ja puolitehon tapauksessa 11,25 %. Tulopuhallin toimi mittausjakson aikana puoliteholla vain hyvin hetkellisesti. Näiden ehtojen perusteella laitapuhalluksen ilmavirta vaihteli suurimman osan ajasta välillä  $0,6 \dots 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ , ja katsomopuhalluksen puolestaan välillä  $2,1 \dots 2,4 \text{ m}^3/\text{s}$ . Mittausjakson aikaiset keskiarvot näille olivat  $0,54 \text{ m}^3/\text{s}$  ja  $1,85 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan, kondenssikuivaimen ja lauhdelämmityksen jälkeen on esitetty kuvassa 70. Kuvasta huomataan selvästi, miten kondenssikuivain oli käytössä ainoastaan hyvin lyhytaikaisesti kerrallaan. Lämpötila sen jälkeen vaihteli jatkuvasti välillä  $-1 \dots +9 \text{ }^\circ\text{C}$ . Se, että lämpötila kuivaimen jälkeen oli suuren osan ajasta alle  $0 \text{ }^\circ\text{C}$  kuivaimen ollessa käytössä tarkoittaa, että kuivaimen päästettävän kylmäluoksen lämpötila oli liian

alhainen. Tuloilmasta kuivaimeen tiivistyvä kosteus oli jatkuvasti jäätymisvaarassa. Järjestelmä huomaa vaaran ajoissa ja ohjaa tuloilman kuivaimen ohi, kunnes kuivaimen jäätymisvaaraa ei enää ole. Ongelmana on, että kuivaimen ollessa pois käytöstä pääsee hallitilaan kosteaa ilmaa. Tämä näkyy hallitilan korkeahkona suhteellisena kosteutena.

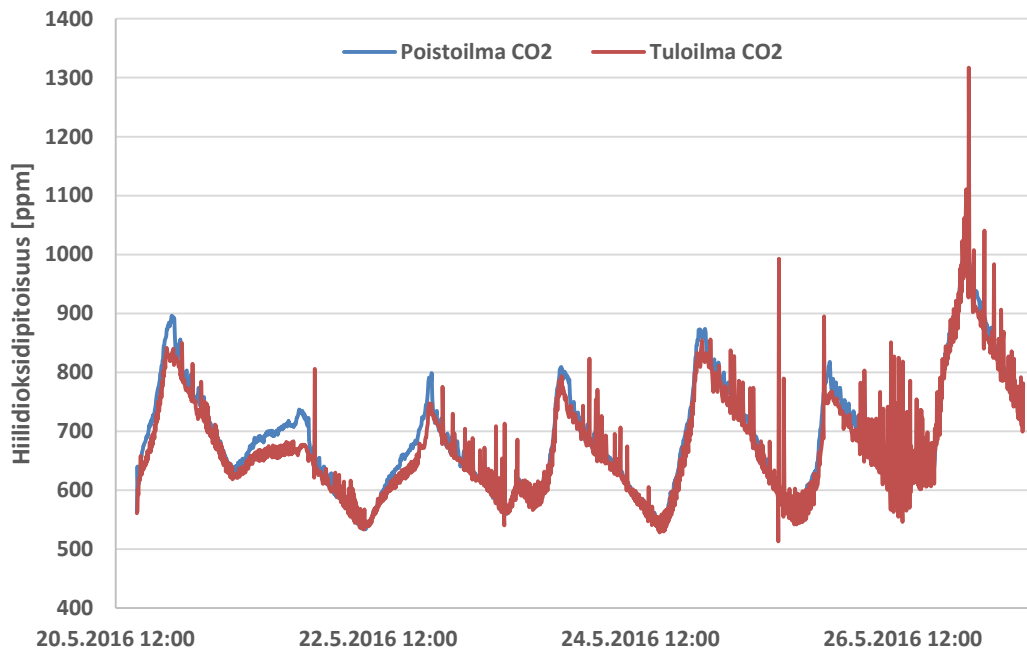


Kuva 70. Mäntsälän jäähallin tuloilman lämpötila kiertokanavan, kuivauksen ja lauhdelämmityksen jälkeen.

Kondenssikuivaimen jälkeen pienehkö osa tuloilmasta ohjataan hallitilaan suoraan laitapuhalluksen kautta. Suurempi osa lämmitetään lauhdelämpöpatterilla ja ohjataan katsomon yllä sijaitseviin tuloilmaputkiin. Lopullisen lämmitetyn tuloilman lämpötila vaihteli välillä 16,6...31,5 °C. Ilman oli lämpimimmillään yleensä päivällä tai alkuillasta, ja lähti päivittäin nopeaan laskuun aikavälillä 18–21. Lämpötilan lasku alkoi päivittäin joko samalla hetkellä tulopuhaltimen kytkeytyessä pois käytöstä, tai hieman tätä ennen. Lämmitetyn tuloilman lämpötila on peräisin rakennusautomaatiosta, josta tiedot saatiin ainoastaan tunnin mittavälillä. Itse suoritettujen mittausten mittavälinä oli viisi minuuttia. Lienee perusteltua olettaa, että lämpötilan laskun alkaminen ja tulopuhaltimen poiskytkentä ovat tapahtuneet samaan aikaan, mutta mittausteknisistä syistä tätä ei voida kuvaajien avulla todistaa.

Tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuudet on esitetty kuvassa 71. Suurimman osan ajasta tulo- ja poistopuolen pitoisuudet olivat hyvin lähellä toisiaan. Ajoittain tulopuolella esiintyi selittämätöntä hyvin nopean tahdin vaihtelua. Mittalaite on voinut reagoida esimerkiksi kuivaimen toiminnan aiheuttamaan hyvin nopeaan lämpötilan vaihteluun, tai nopeasti vaihtelevaan ilmapuoleen nopeuteen. Keskimäärin pitoisuuksissa oli kuitenkin eroa vain noin 10 ppm. Tämän perusteella voidaan todeta, että järjestelmä on ollut täysin kiertoilmakäytöllä. Havaintoa tukee myös ilmanvaihtokoneiston toimintaselostus, jossa todetaan, että raitisilmaa otetaan järjestelmään ainoastaan ulkoilman ollessa alle sen kuivatusrajaksi asetetun 2 °C:een, mikäli hallitilan hiilidioksidi- ja häkäpitoisuudet tämän sallivat.

Koska järjestelmä on toiminut kiertoilmakäytöllä, ei myöskään poistoilman LTO ole ollut käytössä. Kääntöpelti-tyyppinen LTO on yhdistetty raitis- ja jäteilmakanaviin, eivätkä ne ole järjestelmän toimiessa kiertoilmakäytöllä käytössä ollenkaan. Kiertoilma ohjataan ilman poistoilman LTO:n kuivainta auttavaa, esiviilentävää vaikutusta suoraan kondenssi-kuivaimeen. Tämä osaltaan selittää, miksi kuivain ei toimi täysin optimaalisella tavalla. Kierrosta tulevan ilman lämpötila on keskimäärin 11,6 °C ja se pitäisi hyvin nopeasti viilentää mahdollisimman lähelle 0 °C:tta, jotta ylimääräinen kosteus saadaan poistettua. Tämä vaatii suurta jäähdytystehoa, ja mitä suurempaa tehoa pyritään ohjaamaan, sitä hankalampi on päästä tarkasti haluttuun lopputulokseen.



Kuva 71. Mäntsälän jäähallin tulo- ja poistoilman hiilidioksidipitoisuudet.

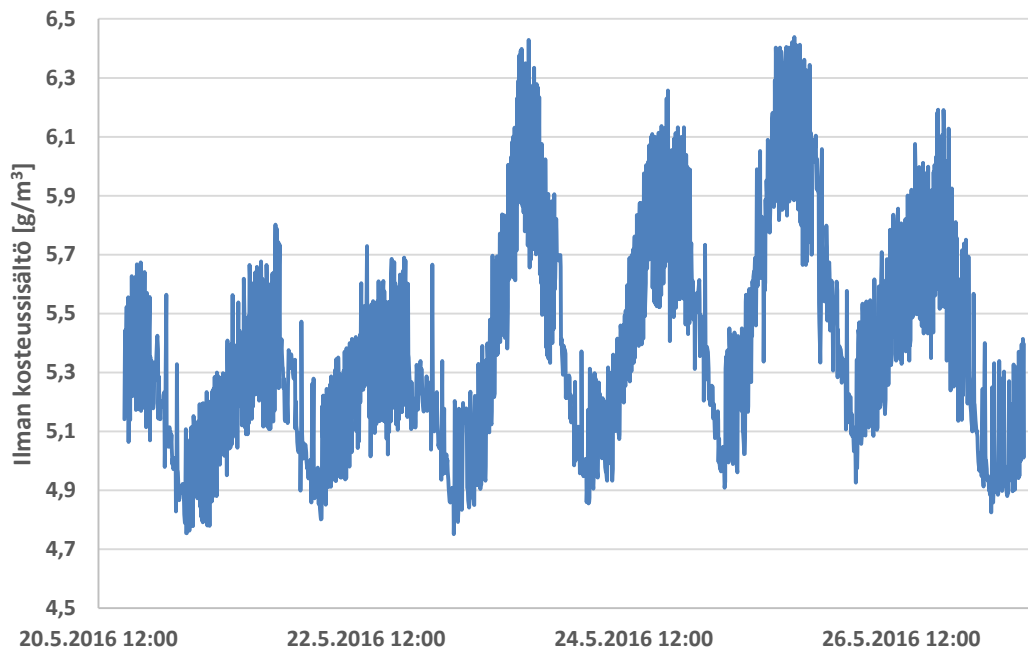
Poistoilman LTO:n puuttuminen järjestelmän ollessa kiertoilmakäytöllä aiheuttaa kuivaimen toiminnan hankaloittamisen lisäksi kuivauksen jälkeiselle ilmalle suuremman lämmitystarpeen, mikä puolestaan heikentää järjestelmän energiatehokkuutta. Mäntsälän jäähallin tapauksessa tämä ei yleensä ole ongelma, sillä suurin osa lämmitystarpeista katetaan kylmäkoneiston ilmaisella lauhdelämmöllä. Lauhdelämmön talteenottoa varten olevissa vesivaraajissa tosin on lisäksi sähkövastukset, joita käytetään kylminä talvikuukausina, kun varaajaa ei muuten saada lämmitettyä tavoitelämpötilaansa. Tässä yhteydessä järkevämpi poistoilman LTO-laite hallitilan ilmanvaihtokoneistossa pienentäisi tuloilman lämmitystarvetta, ja vesivaraajien sähkövastuksiin jouduttaisiin todennäköisesti turvautumaan harvemmin.

### 5.1.2.3 Kosteudenhallinta

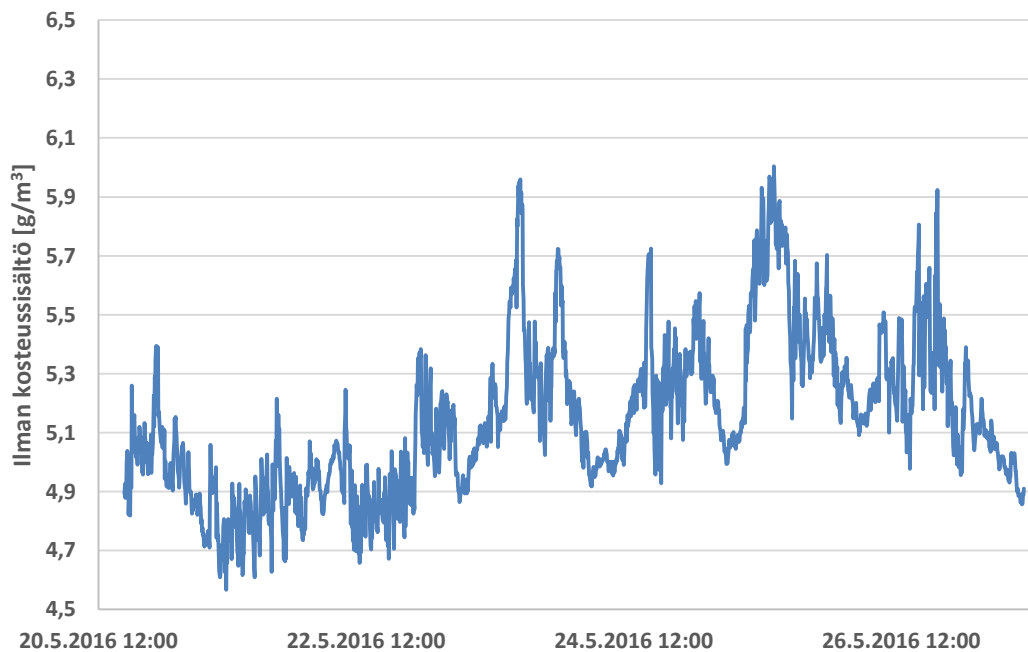
Mäntsälän jäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä katsomosta ja rata-alueelta mitattuna on esitetty kuvassa 72 ja kuvassa 73. Katsomon ilman kosteussisältö vaihteli huomattavasti rata-alueen ilman kosteussisältöä nopeammin. Tämä johtuu tuloilman jakoperiaatteesta, jossa suurin osa tuloilmasta ohjataan hallitilaan katsomopuhalluksen kautta. Noin 20 % tuloilmasta ohjataan rata-alueen laipuhallukseen. Keskimäärin rata-alueen ilmassa oli kosteutta noin 5,08 g/m<sup>3</sup> ja katsomon ilmassa noin 5,39 g/m<sup>3</sup>. Rata-alueen alhaisempi kosteuspitoisuus selittyy sillä, että siellä osa ilman sisältämästä kosteudesta voi tiivistyä jääradan pintaan. Katsomossa pienimmät pitoisuudet mitattiin säännöllisesti noin neljän



aikaan aamuyöllä, ja suurimmat pitoisuudet yleensä illalla aikavälillä 18–21. Rata-alueen kosteuskäyttäytymisessä ei voida havaita vastaavanlaista säännönmukaisuutta. Sekä suurimmat että pienimmät pitoisuudet mitattiin vaihtelevina aikoina.



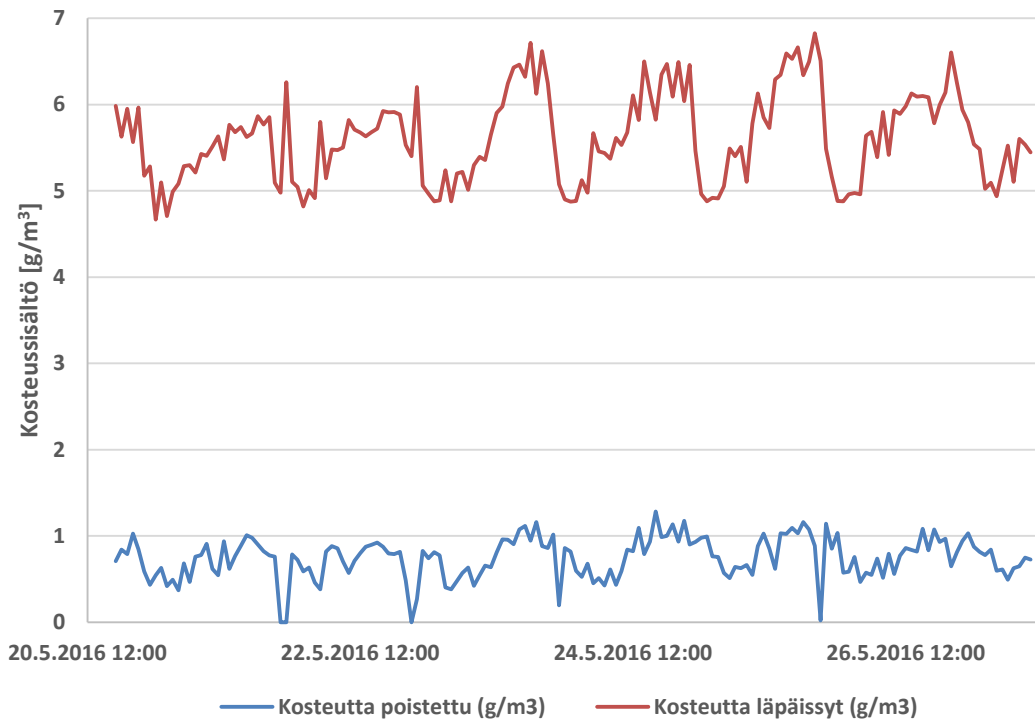
Kuva 72. Mäntsälän jäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä katsomoalueelta mitattuna.



Kuva 73. Mäntsälän jäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä rata-alueelta mitattuna.

Ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistaman ja sen läpäisseen kosteussisällön tuntikeskiarvot on esitetty kuvassa 74. Tuntikeskiarvot päädyttiin esittämään hetkellisten arvojen sijaan

sen takia, että kuivain on toiminnassa vain muutamia minutteja kerrallaan, ja täten myös sen läpäisemä kosteussisältö vaihtelee rajusti hyvin nopealla tahdilla. Keskimäärin mittausjakson aikana kuivaimen läpäisi  $5,62 \text{ g/m}^3$  ja siihen tiivistyi  $0,75 \text{ g/m}^3$  kosteutta. Tuntikeskiarvojen suurimmat arvot olivat läpäisylle  $6,83 \text{ g/m}^3$  ja tiivistymiselle  $1,28 \text{ g/m}^3$ , kun näiden hetkelliset maksimi-arvot olivat jopa  $9,84 \text{ g/m}^3$  ja  $2,89 \text{ g/m}^3$ . Hetkellistä suurinta ilmaa kuivaavaa vaikutusta kuivain ei kuitenkaan pystynyt ylläpitämään viittä minuuttia pidempään.



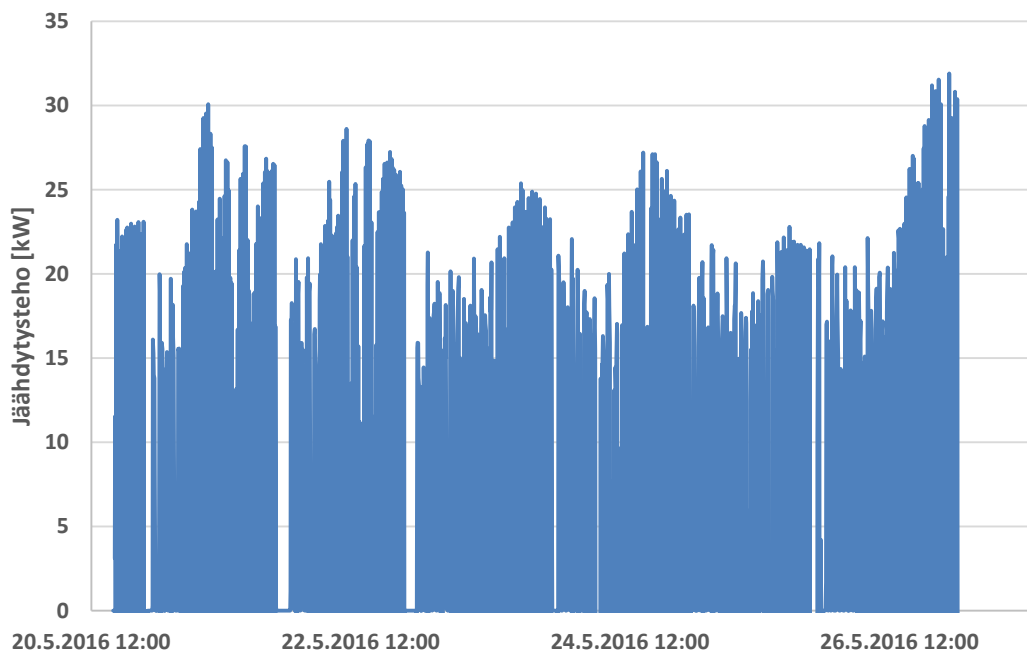
Kuva 74. Mäntsälän jäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistama ja sen läpäissyt kosteus.

Kuivaimen läpäisevän kosteuden määrän ei voida todeta missään vaiheessa tasoittuneen mihinkään vakioarvoon. Läpäisseen kosteuden määrä oli suoraan verrannollinen kuivaimelle kiertoilmakanavasta tulevan ilman kosteussisällölle, vaikka optimitilanteessa kuivaimen jälkeisen ilman kosteussisällön tulisi olla vakio riippumatta muista olosuhteista (poikkeuksena tilanne, jossa tuloilma koostuu raitisilmasta, jota ei tarvitse kuivattaa). Kuivaimen läpäissyt keskimääräinen  $5,62 \text{ g/m}^3$  tarkoittaa, että 70 % suurimman sallitun suhteellisen kosteuden suositus täyttyy, jos hallitilan lämpötila on vähintään  $7,55 \text{ °C}$ . Tämä taas on suositukseen nähden hallitilan lämpötilana liian lämmin, ja aiheuttaa turhaa energiankulutusta sekä ilmanvaihdon lämmityksessä että jääradan jäähdytyksessä. Nykyisellä kuivaimen toiminnalla 90 %:n suhteellinen kosteus saavutetaan hallitilan osissa, joissa lämpötila laskee alle  $3,7 \text{ °C}$ :seen, ja kosteuden tiivistymistä tapahtuu varmasti, kun lämpötila on alle  $2,2 \text{ °C}$ . Näiden lämpötilojen saavuttaminen jääradan pinnan tasolla tai muuten heikosti lämmitetyissä hallitilan osissa on täysin realistista.

Ilmanvaihdon kuivauspatteri hyödyntää ilman jäähdytyksessä kylmäkoneiston tuottamaa jäähdytysenergiaa. Kuivaimen jäähdytystehon laskenta osoittautui kuitenkin hankalaksi sen nopean vaihtelun takia. Etenkin ilman laskennalliset absoluuttiset kosteudet ja täten myös entalpiat ennen kuivauspatteria ja sen jälkeen ovat toisiinsa nähden ristiriidassa, näistä molempien useasti kasvaessa mittausten välillä. Mittausten perusteella suurehko osa kuivaimen

tuloilmasta poistamasta kosteudesta sitoutuu kuivaimen kytkeytyessä pois käytöstä takaisin tuloilmaan, jolloin entalpia kasvaa ja jäähdytysteho saa negatiivisen arvon. Tässä mielessä kyseisen mittauksen onnistumista täytyy epäillä, ja se tulisikin suorittaa uudelleen nyt käytettyä viiden minuutin mittaväliä lyhyemmällä mittavälillä.

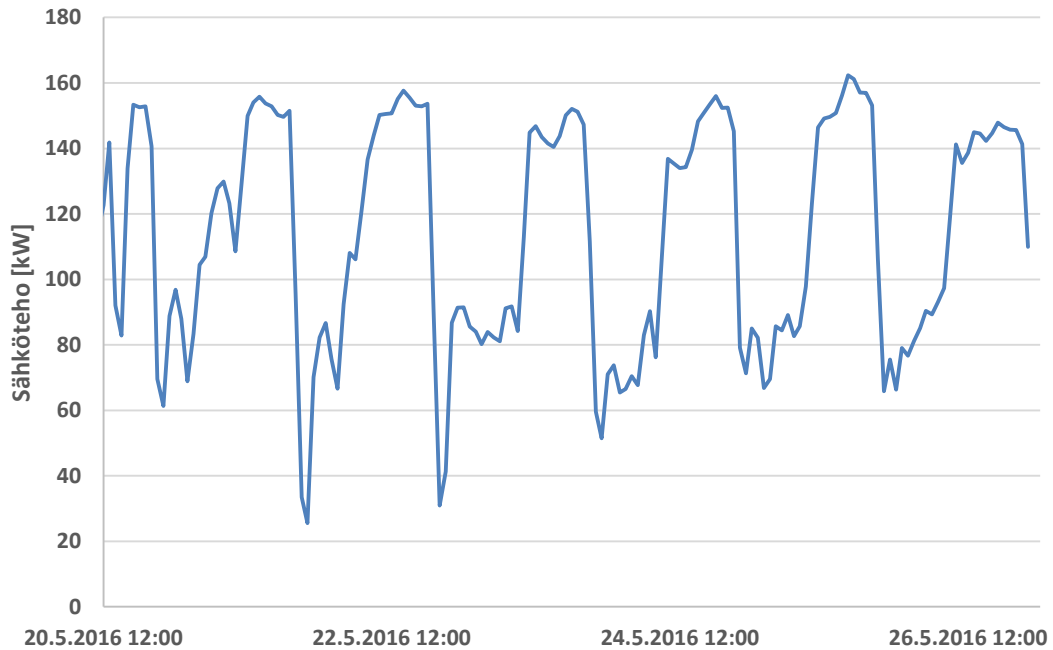
Kuivauspatterin jäähdytysteho ajoilta, jolloin tuloilman entalpia on laskenut, on esitetty kuvassa 75. Kuten kuvasta huomataan, oli jäähdytystehon vaihtelu hyvin nopeaa. Käytännössä jäähdytystä pystyttiin ylläpitämään ainoastaan noin viisi minuuttia kerrallaan. Kylmäkoneiston toimintaselostuksen mukaan kuivaimen suurin jäähdytysteho olisi 50 kW. Mittaus-  
ten perusteella tästä hieman jäädään. Keskimääräinen mittausjakson aikainen jäähdytysteho oli noin 15,29 kW. Olettamalla kylmäkoneiston kylmäkertoimeksi esimerkiksi kaksi, on ilman kuivatus mittausjakson aikana vaatinut keskimäärin noin 7,15 kW:n sähkötehon.



Kuva 75. Mäntsälän jäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen jäähdytysteho.

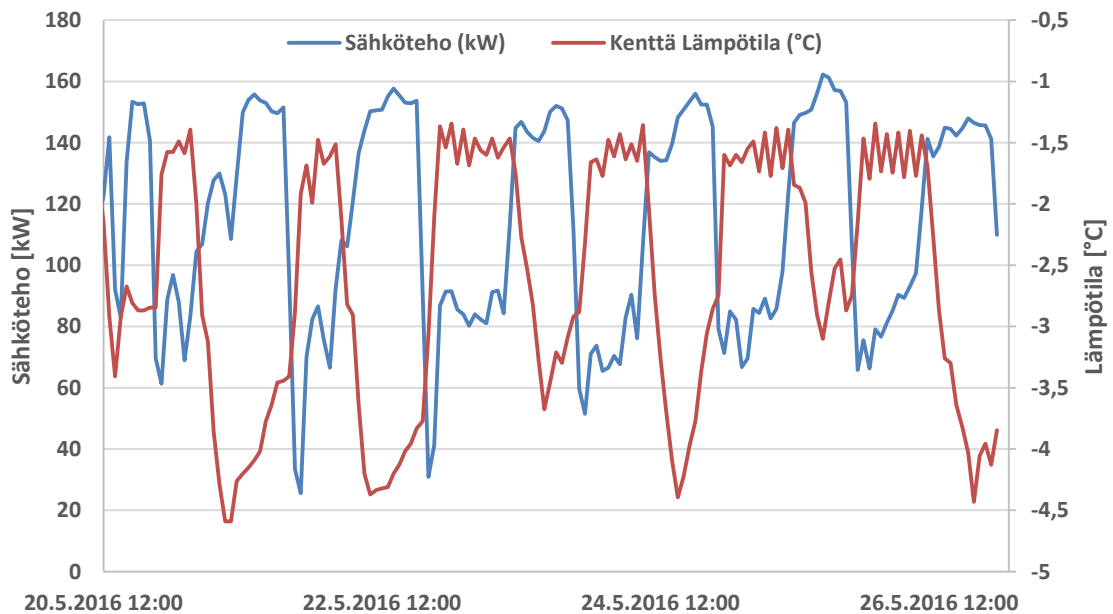
#### 5.1.2.4 Energiamittaukset ja –laskelmat

Mäntsälän jäähallin koko kiinteistön vaatima sähköteho mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 76. Yhteensä mittausjakson aikana Mäntsälän jäähalli kulutti noin 2705 kWh sähköenergiaa vuorokautta kohden. Sähkönkulutus oli pienimmillään yöaikaan. Pienin sähkönkulutus havaittiin 21.5.2016 klo 22:00. Tämä osuu puoliväliin pisimpään kestänyttä jaksoa, jolloin tulopuhallin oli pois käytöstä. Oletettavasti myös kylmäkoneiston kompressorit olivat tähän aikaan kytketty pois. Sähkötehossa on havaittavissa selkeä kaava. Se oli päiväsaikaan melko tasaisesti noin 150 kW, ja lähti päivittäin vuorojen päättyessä nopeaan laskuun. Alimillaan teho oli päivästä riippuen aikavälillä 20–23. Sekä ilmanvaihto että kylmäkoneisto on ohjelmoitu kytkeytymään pois käytöstä vuorojen päättyessä, ja tarkoituksena on, että ne kytkeytyvät takaisin päälle riittävän aikaisin ennen seuraavan päivän vuorojen alkua. Sähkötehon lasku keskeytyi kuitenkin päivittäin nopeasti ja kääntyi illan tai yön aikana takaisin nousuun, eikä yön aikana enää palautunut illan alimmille tasoille.



Kuva 76. Mäntsälän jäähallin toiminnan vaatima sähköteho mittausjakson ajalta.

Vertaamalla sähkötehoa jääradan lämpötilaan huomataan, että sähkötehon lasku pysähtyi, kun jäärata saavutti sille asetetun yöajan maksimilämpötilan. Jääradan yöajan lämpötila-asetus on  $-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Jääradan lämpötilan ja jäähallin sähkötehon välillä voidaan muutenkin havaita selkeä yhteys. Sähköteho ja jääradan lämpötila on esitetty kuvassa 77. Kuvasta huomataan, että sähköteho kääntyi iltai- tai yöaikaan takaisin nousuun aina, kun jääradan lämpötila ensimmäisen kerran ylitti arvon  $-1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Toisaalta kuvasta voidaan havaita myös, miten sähkötehon maksimiarvo saavutettiin päivittäin samoihin aikoihin, kun jäärata saavutti alimman lämpötilansa. Tämä havainnollistaa hyvin, miten merkittävässä roolissa kylmäprosessi on koko jäähallin sähkönkulutuksen kannalta.



Kuva 77. Mäntsälän jäähallin sähköteho ja jääradan lämpötila.

Kylmäkoneiston sähkönkulutusta voidaan arvioida koko kiinteistön sähkönkulutuksen perusteella. Suurimmillaan kiinteistö kulutti sähköä noin 162 kW:n teholla, ja pienimmillään noin 25 kW:n teholla. Pienin sähköteho ajoittui hetkeen, jolloin kylmäkoneiston kompressorien voidaan perustellusti olettaa olleen pois käytöstä. Mikäli asetamme kiinteistön kylmäkoneiston ulkopuoliseksi sähkötehoksi vakion 25 kW, on kylmäkoneiston sähköteho tuntekeskiarvoina vaihdellut välillä 0...137 kW. Tämä on vaihteluvälinä erinomaisen realistinen, sillä koko jäähdytyskoneiston nimellissähkötehon maksimiarvoksi on ilmoitettu 140 kW. Kylmäkoneisto on täten kuluttanut vuorokausitasolla keskimäärin noin 2102 kWh sähköä ja sen osuus koko kiinteistön sähkönkulutuksesta on noin 78 %.

Kylmäkoneiston on ilmoitettu tuottavan jäähdytysenergiaa COP:illa, joka on noin 2,1. Perustuen Klaukkalan harjoitusjäähallin mittauksiin, joissa todettiin saman toimittajan kylmäkoneiston toimivan hyvin ilmoitetun mukaisella kylmäkertoimella, voidaan olettaa ilmoitetun COP:in pitävän paikkansa myös Mäntsälän jäähallissa. Täten jäähdytysenergiaa on tuotettu keskimäärin noin 183 kW:n teholla. Ilmanvaihdon kuivaimen on todettu jäähdyttäneen tuloilmaa keskimäärin 15,3 kW:n teholla, joten oletettavasti noin 165 kW:n keskimääräinen jäähdytysteho on vaadittu kumoamaan jäärataan kohdistunut lämpövirta. Tämä tarkoittaa jääradan koon huomioiden jään läpäissyttä lämpövirtaa, joka on keskimäärin ollut noin 110 W/m<sup>2</sup>. Ero Klaukkalan harjoitusjäähallin vastaavaan arvoon, joka oli noin 42 W/m<sup>2</sup>, on merkittävä. Mäntsälän jäähallin hallitilan korkeampi lämpötila ja suhteellinen kosteus todennäköisesti vaikuttavat asiaan. Myös ulkoilman lämpötila oli Mäntsälän jäähallin mittausjakson aikana lämpimämpi. Toisaalta tarkastelussa on huomioitava tehtyjen oletusten määrä, ja vertailukelpoisempien tulosten toivossa tulisi mittaukset kummassakin hallissa suorittaa samalla tavalla.

Kylmäkoneiston oletetun sähkönkulutuksen ja COP:in perusteella se on mittausjakson aikana tuottanut vuorokausitasolla keskimäärin 6480 kWh lauhdelämpöä.

Ilmanvaihto lämmitti tuloilmaa mittausjakson aikana keskimäärin 48,8 kW:n lämmitysteholla, kun otetaan huomioon aiemmin perusteltu oletus, että se toimi 100 %:sesti kiertoilmakäytöllä. Lämmityksestä oli täten täysin vastuussa tuloilman lauhdelämpöpatteri. Poistoilman LTO:ta ei voitu hyödyntää LTO-laitteen tyyppin takia. Keskimäärin vuorokausitasolla tuloilman lämmitykseen vaadittiin noin 1170 kWh. Tämä on ainoastaan noin 18 % tuotetun lauhdelämmön määrästä, mutta Mäntsälän jäähallin tapauksessa on syytä muistaa, että lauhdelämmöllä pyritään kattamaan kaikki jäähallin lämpöenergian tarpeet, ei ainoastaan tuloilman lämmitystä. Tämä tarkoittaa, että kaikki lämmin käyttövesi ja oheistilojen lämmitys toteutetaan ensisijaisesti lauhdelämmöllä. Täten järkevämmän poistoilman LTO-laitteen sijoittaminen hallitilan ilmanvaihtokoneistoon olisi perusteltua, sillä sen avulla voitaisiin lauhde-energiasta suurempi osa hyödyntää muilla osa-alueilla, joilla nykyään turvaudutaan tarpeen vaatiessa sähkölämmitykseen.

Mikäli ilmanvaihtokoneistossa olisi esimerkiksi pyörivä, regeneratiivinen poistoilman LTO-laitte, joka toimisi keskimäärin 75 %:n hyötysuhteella, voitaisiin poistoilma esiviilentää Klaukkalan harjoitusjäähallin tapaan noin 3 °C:seen. Tämä tarkoittaisi poistoilman nykyisellä keskimääräisellä 2,39 m<sup>3</sup>/s ilmavirralla ja 11,4 °C:een lämpötilalla, että lämpöä otettaisiin talteen keskimäärin noin 25 kW:n teholla. Jäähdytyspatterissa ilmaa tulisi nykyisen 15,3 kW:n keskimääräisen tehon sijaan jäähdyttää noin 12 kW:n teholla siinäkin tapauksessa, että ilmaa jäähdytettäisiin jatkuvasti lämpötilaan 0 °C. Jäähdytyspatterin jälkeen poistoilmasta talteenotettu lämpöenergia siirtyisi takaisin tuloilmaan, lämmittäen sitä noin 25 kW:n teholla. Lopullisen lauhdelämpöpatterin tehovaatimus olisi enää noin 35 kW. Lisäksi hallitilan

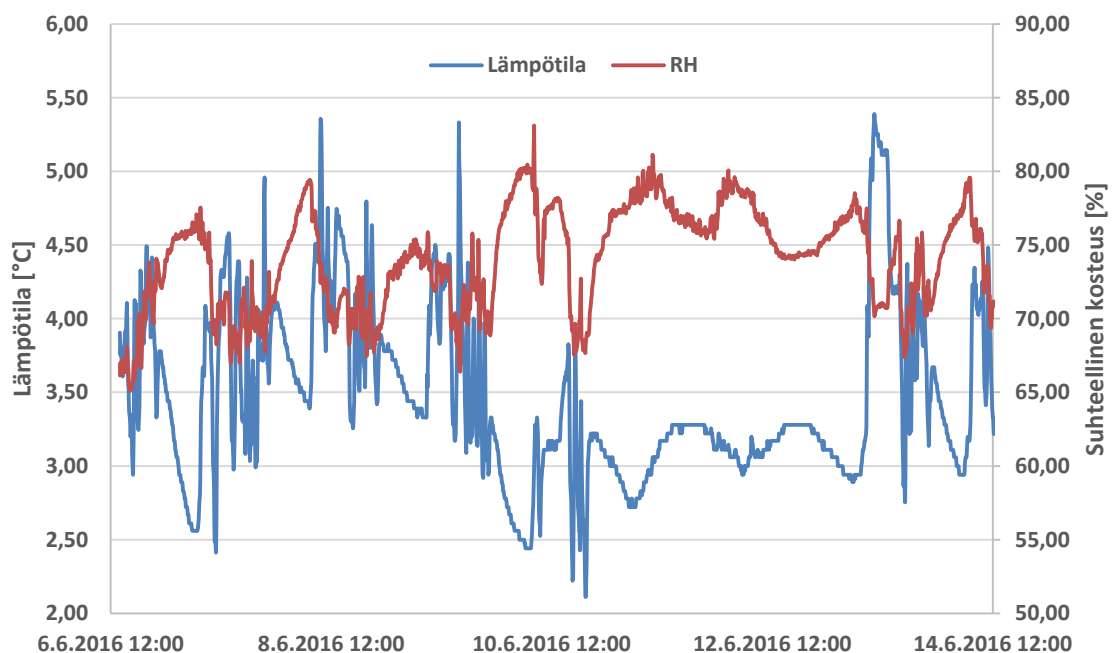
kosteusolosuhteiden hallinta paranisi merkittävästi jäähdytyspatterin pienentyneen jäähdytysenergian tarpeen johdosta, ja jäähdytysenergian tuotantoon käytettävä keskimääräinen sähköteho laskisi noin 2 kW.

### 5.1.3 Sentteri Tampere – laajennusosa

#### 5.1.3.1 Hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste

Sentteri Tampereen laajennusosan rata-alueen ilman lämpötila ja suhteellinen kosteus on esitetty kuvassa 78. Mittausjaksolle osuneen viikonlopun (11.–12.6.) aikana jäähalli ei ollut käytössä lainkaan. Tällöin lämpötila pääsi tasoittumaan lähelle 3 °C:tta, koska sisäilmaan ei kohdistunut käytön aiheuttamaa lämpökuormaa. Pieni viikonlopun aikainen vaihtelu lämpötilassa johtuu rajusti vaihdelleesta ulkoilman lämpötilasta. Ennen viikonloppua lämpötila vaihteli voimakkaammin noin 2,5...5,5 °C:een välillä. Huomioitavaa kuitenkin on, että koko mittausjakson ajan lämpötila pysyi suositellun 2...6 °C:n välillä. Sentteri Tampereen rata-alue oli minimi-, maksimi- ja keskiarvolämpötilaltaan vertailun kylmin.

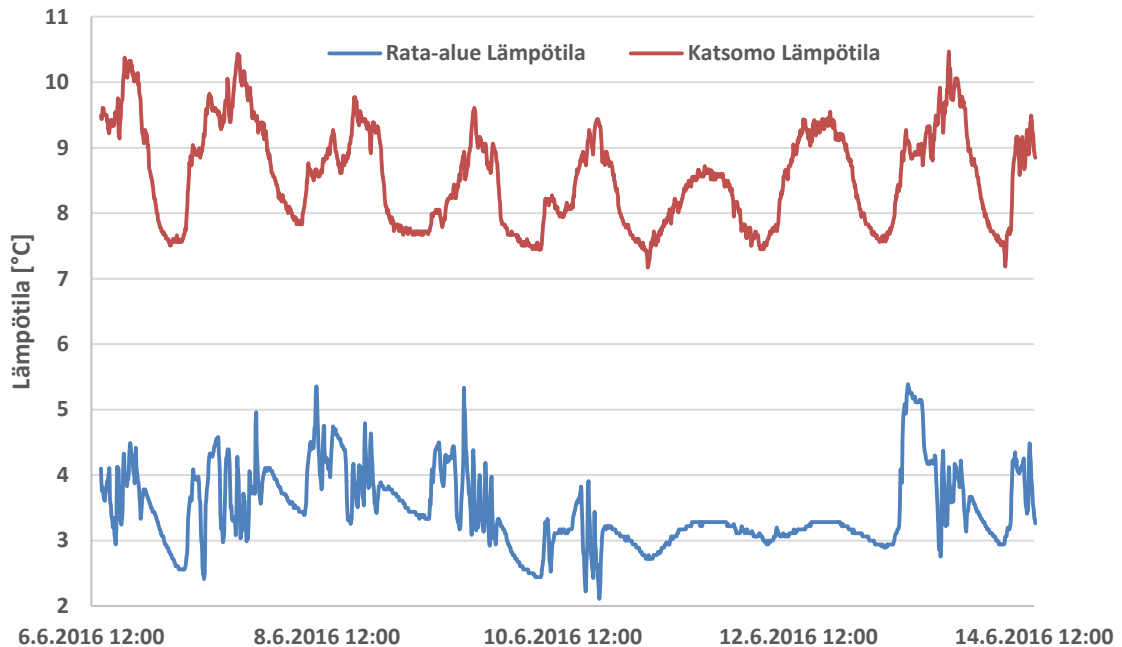
Suhteellisen kylmä rata-alueen ilman lämpötila aiheutti suurehkoja suhteellisia kosteuksia. Raja-arvon 70 % alle päästiin vain ajoittain, kun suurimman osan ajasta suhteellinen kosteus oli välillä 70...80 %. Asetusarvoja korkeampi suhteellinen kosteus kertoo ilmanvaihdon kuivauskapasiteetin riittämättömyydestä. Tästä syystä myös kosteuden perusteella automaattisesti ohjautuvat tulo- ja poistoilmapuhaltimet kävivät käytännössä jatkuvasti täydellä teholla. Ilmanvaihdon toimintaan perehdytään tarkemmin seuraavissa kappaleissa.



Kuva 78. Sentteri Tampereen laajennusosan rata-alueen sisäilman mittausjakson aikainen lämpötila ja suhteellinen kosteus.

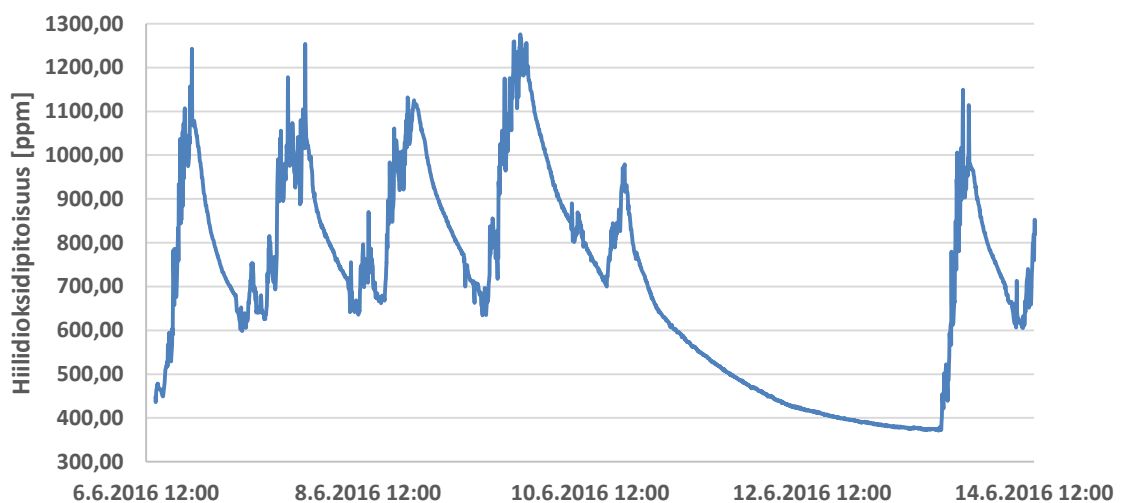
Myös Sentteri Tampereen laajennusosassa tuloilma jakautuu jälkilämmitettyyn ja lämmittämättömään kanavaan. Jälkilämmitetty ilma ohjautuu hallitilan reunoille ja katsomoon. Katsomon ja rata-alueen lämpötilat on esitetty kuvassa 79. Kuvasta huomataan, että katsomon lämpötilavaihtelut olivat tasaisempia, eikä rata-alueella tapahtuvaa hyvin nopean rytmin, ra-

dan käytöstä aiheutuvaa vaihtelua juuri esiintynyt katsomossa. Toisaalta ulkoilman lämpötilan vaihtelu vaikutti selvästi voimakkaammin katsomon kuin rata-alueen lämpötilaan. Katsomossa lämpötila nousi ja laski päivittäin 1,5–2,5 °C, kun esimerkiksi 11. ja 12.6. jääradan ollessa käyttämättömänä, nousi rata-alueen lämpötila vain noin 0,5 °C.



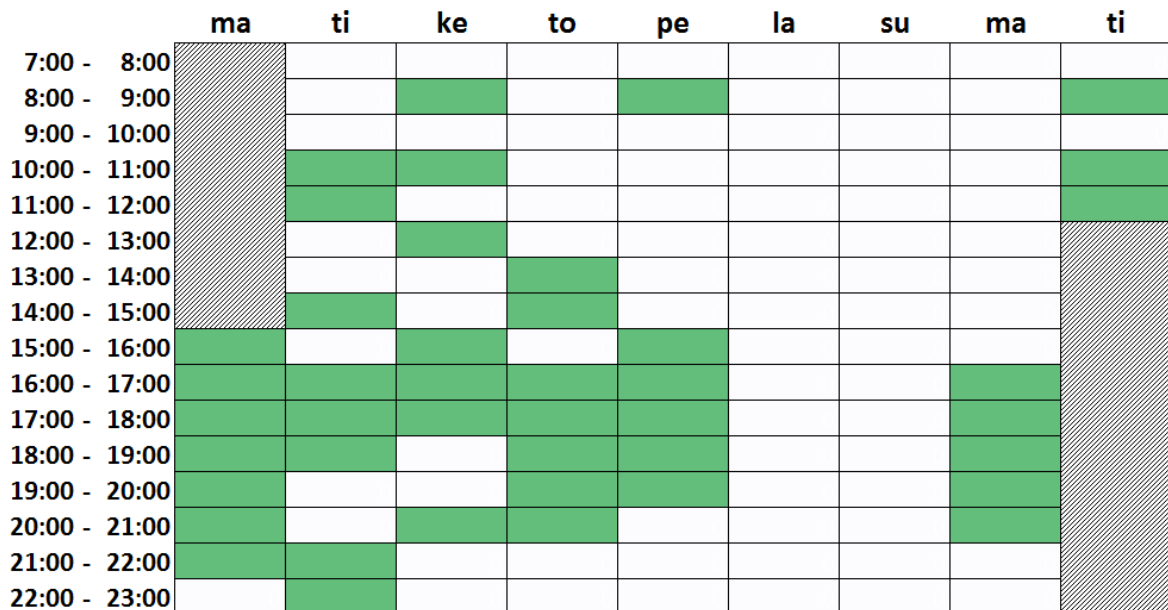
Kuva 79. Sentteri Tampereen laajennusosan rata-alueen ja katsomon mittausjakson aikaiset lämpötilat.

Hallitilan hiilidioksidipitoisuus käyttäytyi pitkälti kuten muissakin vertailun kohteissa. Suurimmillaan pitoisuus ylitti raja-arvon 1200 ppm, eikä se ehtinyt viikolla laskea alle 600 ppm:ään. Viikonlopun aikana pitoisuus palautui ulkoilman tasolle. Suurimmat pitoisuudet mitattiin vuorojen päättyessä iltaisin aikavälillä 21–23. Useampana päivänä pitoisuus ylitti 1000 ppm:n rajan moneksi tunniksi. Pitoisuus on esitetty kuvassa 80.



Kuva 80. Sentteri Tampereen laajennusosan hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen hiilidioksidipitoisuus.

Hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella johdettu jääradan ”käyttökaleri” on esitetty kuvassa 81. Ennen viikonloppua käyttöä oli satunnaisesti päivän aikana painottuen hie-  
man iltapäivään ja iltaan. Viikonlopun aikana käyttöä ei ollut lainkaan. Viikonlopun huomi-  
oiden jäärata oli käytössä 34 % aukioloajasta.



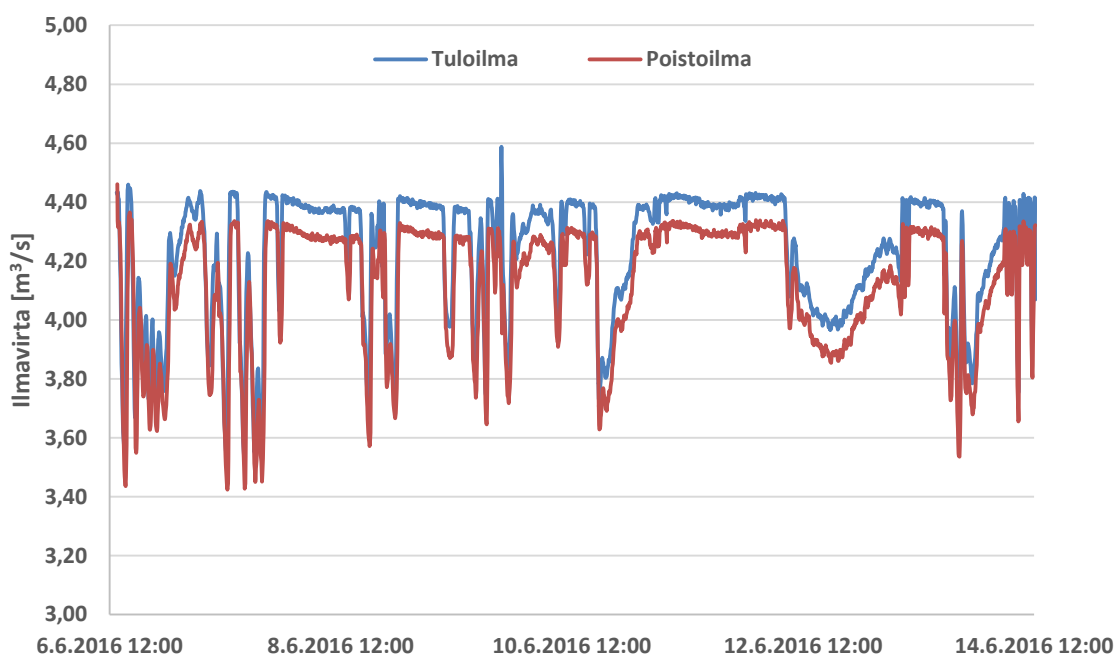
Kuva 81. Sentteri Tampereen mittausjakson aikainen jääradan käyttö. Vihreällä merkattuihin aikoihin jäärata oli käytössä ja valkoisella käyttämättä. Harmaat alueet ovat mittausjakson ulkopuolelta.

### 5.1.3.2 Ilmanvaihtokoneiston toiminta

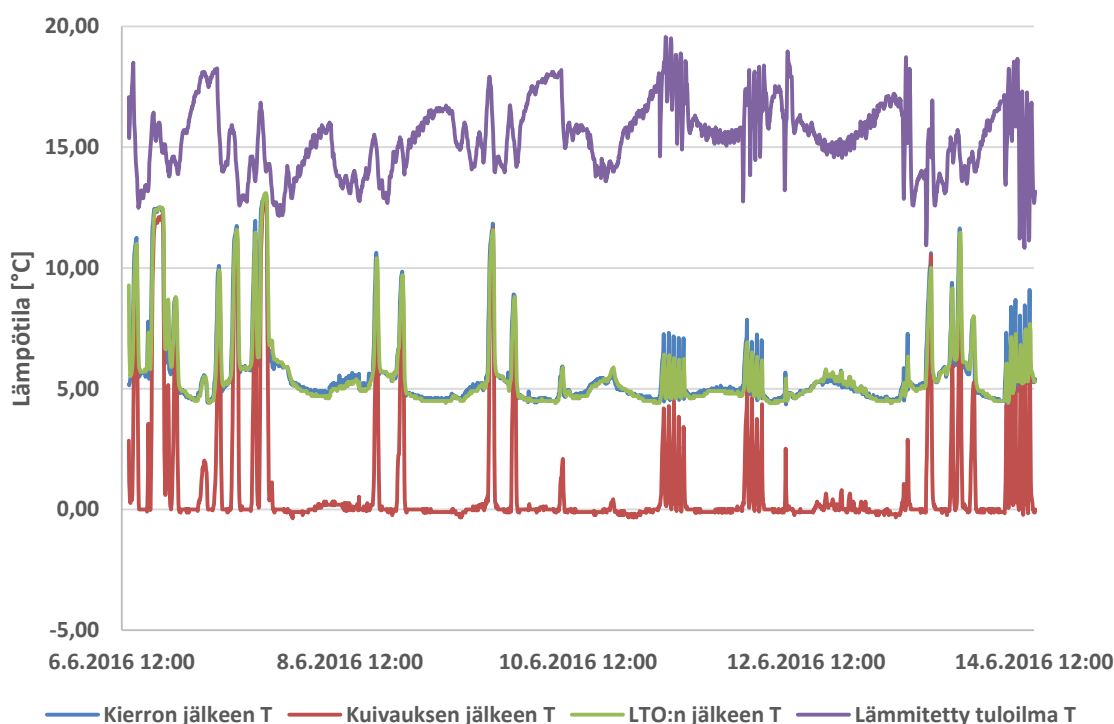
Sentteri Tampereen laajennusosan hallitilan ilmanvaihtokoneen tulo- ja poistoilmavirrat on esitetty kuvassa 82. Tuloilmavirta vaihteli suurimman osan ajasta välillä 3,6...4,4 m<sup>3</sup>/s, ja sen keskiarvo oli 4,23 m<sup>3</sup>/s. Sentteri Tampereen laajennusosan hallitilan tilavuus on vertailun tutkimuskohteista suurin, mikä selittäisi hieman muita tutkimuskohteita suuremmat tulo- ja poistoilmavirrat. Mitatuista tuloilmavirroista Sentteri Tampereen laajennusosan tuloilma on keskimäärin kuitenkin 168 % Klaukkalan ja 173 % Mäntsälän tuloilmavirroista. Näin radikaalia eroa ei voida selittää hallitilan tilavuudella. Kuvasta huomataan myös, että tulo- ja poistoilmapuhaltimet toimivat pitkiä aikoja kerrallaan niiden oletetulla maksimiteholla. Syyksi puhaltimien käyttäytymiselle todettiin, että hallitilan sen asetusarvoa korkeampi suhteellinen kosteus ohjaa puhaltimet täydelle teholla, jotta hallitilaan saataisiin kuivempaa ilmaa. Samanaikaisesti ilmanvaihdon kondenssikuivain kuitenkin toimii jatkuvasti maksimikapasiteetillaan, eikä hallitilan suhteellista kosteutta saada alhaisemmaksi, vaikka puhaltimet käyvät täydellä teholla.

Tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan, kondenssikuivaimen ja LTO- ja lauhdelämpöpatterien jälkeen on esitetty kuvassa 83. Kuvassa merkittävin havainto on, miten kiertoilmakanavan jälkeen tuloilman lämpötila oli käytännössä identtinen LTO-patterin jälkeisen lämpötilan kanssa. Tämä on seurausta käytetyn LTO-laitteen tyyppille, jossa poisto- ja tuloilma virtaavat ristiin. Tällöin niiden lämpötilat tasoittuvat keskenään yhtä suuriksi siten, että poistoilman lämpötila LTO:n jälkeen on sama, kuin tuloilman lämpötila LTO:n jälkeen. Kuva havainnollistaa tämän hyvin. Käytännössä poistoilman LTO-laitteella siis kumotaan muuten ilman kuivatuksen aiheuttama lisälämmityksen tarve.





Kuva 82. Sentteri Tampereen laajennusosan tulo- ja poistoilmavirrat mittausjakson ajalta.



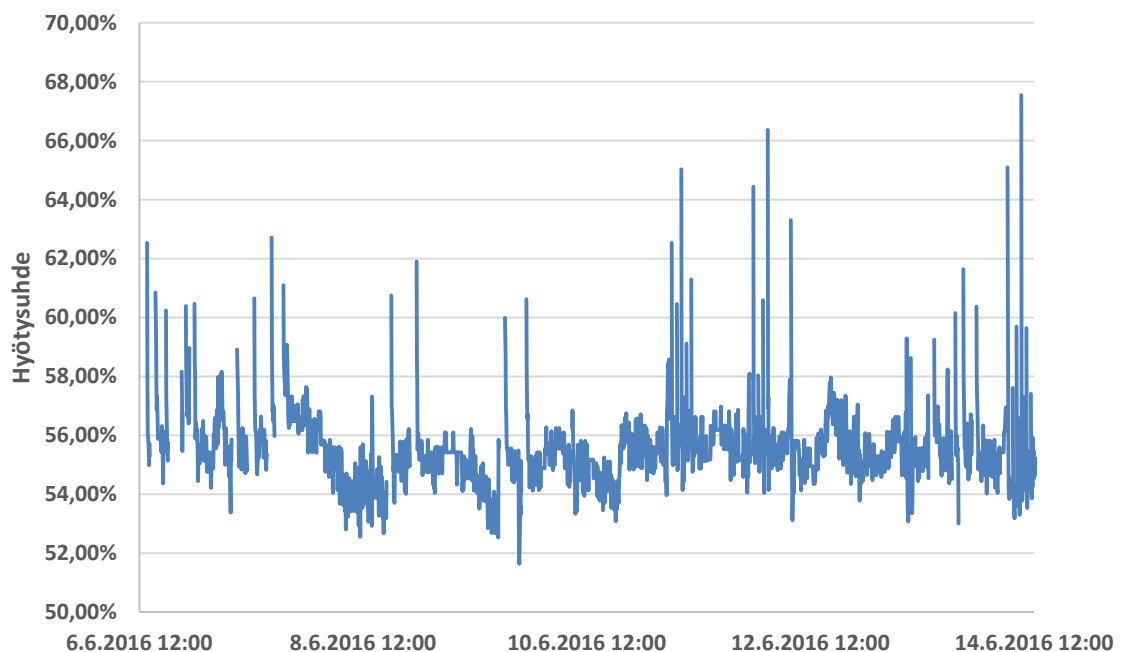
Kuva 83. Sentteri Tampereen laajennusosan tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan ja kuivaus-, LTO- ja lauhdepatterien jälkeen.

Kiertoilmakanavan jälkeen tuloilma jäähdytettiin pääsääntöisesti hyvin lähelle 0 °C:tta. Tästä voimme päätellä, että kuivauspatteri toimii suurimmalla mahdollisella kuivauskapasiteetillaan. Mikäli jäähdytystehoa nostettaisiin, laskisi patterin jälkeisen ilman lämpötila alle

0 °C:seen ja patteriin tiivistynyt kondensaatiovesi alkaisi väistämättä jäätyä. Patterin sisäistä jäätymistä havaittiin jo nykyisilläkin säädöillä (katso kuva 43).

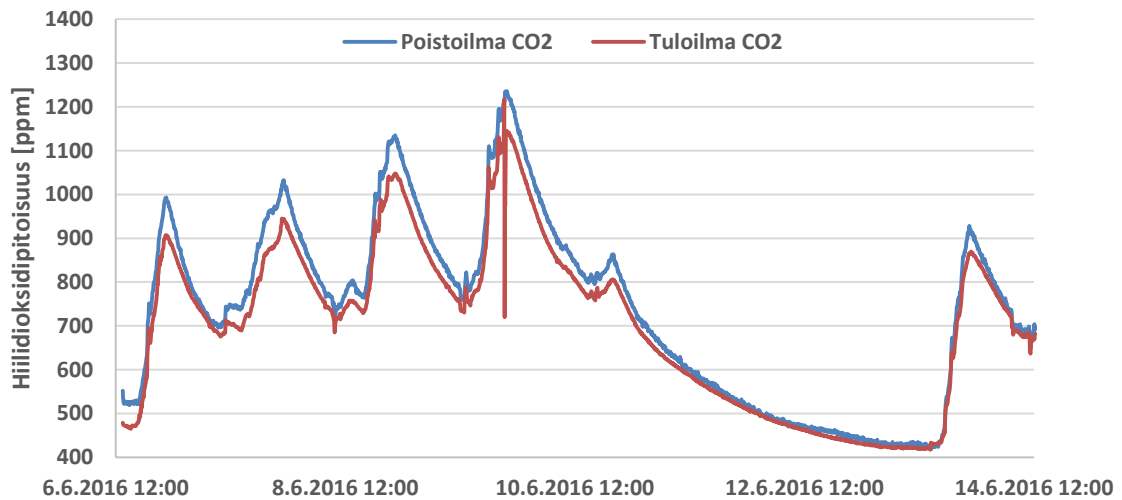
Ajoittain kuivauspatteri ohitettiin, jolloin ilman viilenemistä ei tapahtunut. Kuivauspatterin jälkeen tuloilma lämmitetään LTO-patterissa. Tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan ja LTO-patterin jälkeen oli mittausjakson aikana keskimäärin noin 5,5 °C. LTO-patterin jälkeen tuloilma haarautuu rata-alueen ja muun hallitilan, kuten katsomon tuloilmakanaviin. Rata-alueen tuloilmaa ei LTO:n jälkeen lämmitetä, mutta muu tuloilma jälkilämmitetään lauhdelämpöpatterilla. Mittausteknisistä syistä ei ollut mahdollista selvittää, miten tuloilma jakautuu kahteen haaraan. Täten jatkossa on oletettu, että 50 % tuloilmasta jälkilämmitetään ja 50 % ei. Jälkilämmitetyn tuloilman lämpötila vaihteli mittausjakson aikana välillä 10,8...19,5 °C, ollen keskimäärin noin 15 °C.

Poistoilman LTO:n tarkoituksena on Sentteri Tampereen laajennusosan kaltaisen jäähallin tapauksessa ilmanvaihdon ollessa kiertoilmakäytöllä pienentää kondenssikuivaimen kohdistuvaa tuloilman jäähdystarvetta. Täten LTO:n hyötysuhteen laskeminen tulee suorittaa ajalle, jolloin kondenssikuivain on ollut käytössä. Tätä varten asetettiin hyötysuhteen laskentaan ehto, että LTO-patterille tulevan ilman on oltava lämpötilaltaan alle 2 °C. Poistoilman LTO:n lämpötilahyötysuhde on esitetty kuvassa 84. Keskimäärin hyötysuhde mittausjakson ajalta oli noin 55 %, ja se vaihteli pääsääntöisesti välillä 52...60 %. Tästä käy ilmi, että Sentteri Tampereen laajennusosan ristivirta-tyyppisen poistoilman LTO-laitteen hyötysuhde on tuntuvasti alhaisempi, kuin esimerkiksi Klaukkalan harjoitusjäähallissa käytössä olleen pyörivän, regeneratiivisen LTO-laitteen. Klaukkalan tapauksessa keskimääräiseksi hyötysuhteeksi saatiin 88 %. Poistoilman LTO:n hyötysuhteen merkitys tuloilman jäähdytys- ja lämmitystarpeelle on merkittävä, joten ratkaisussa tulisi pyrkiä hyötysuhteeltaan mahdollisimman korkeaan vaihtoehtoon. Toisaalta tämän kaltaisessa ratkaisussa varmistutaan, ettei poistoilmasta pääse siirtymään kosteutta tuloilmaan kondenssikuivaimen ohi.

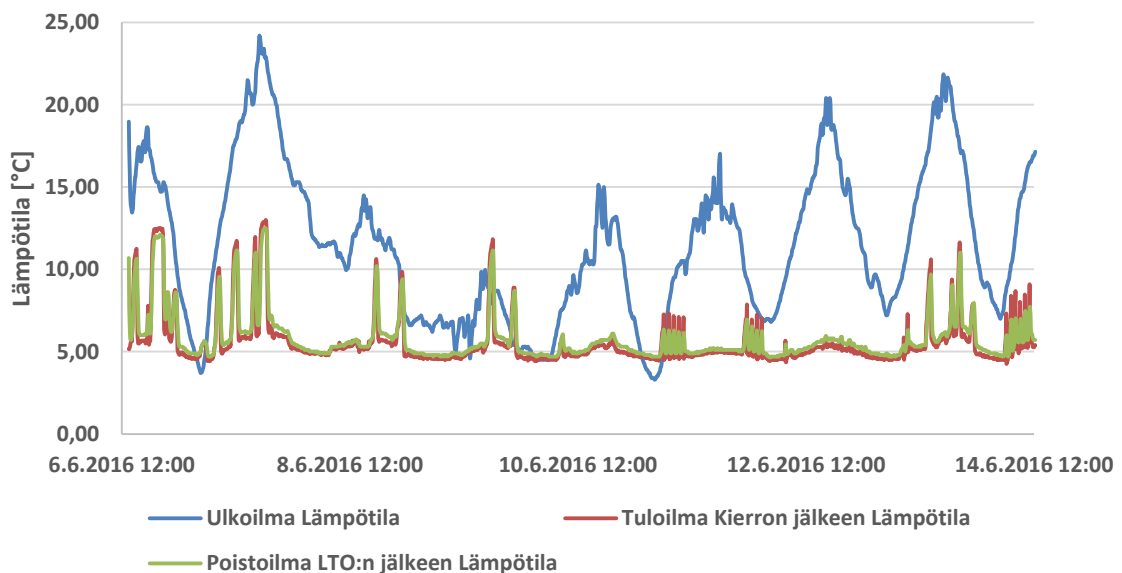


Kuva 84. Sentteri Tampereen laajennusosan poistoilman LTO:n hyötysuhde.

Tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuudet on esitetty kuvassa 85. Kuten kuvasta huomataan, olivat pitoisuudet kautta mittausjakson hyvin lähellä toisiaan. Keskimäärin tuloilman hiilidioksidipitoisuus oli noin 34 ppm:ää poistoilman pitoisuutta alhaisempi. Tämän perusteella raitisilman osuus tuloilmasta olisi keskimäärin ollut noin 11 % tai 0,47 m<sup>3</sup>/s. Toisaalta näin pieni ero pitoisuuksien välillä voidaan selittää myös mittausepä tarkkuudella. Pienestä erosta aiheutuu myös laskennan suurehko virhemarginaali, joka on noin 51 %. Kuvassa 86 on esitetty LTO:n jälkeisen poistoilman, LTO:ta edeltävän tuloilman ja ulkoilman lämpötilat. Kuvasta huomataan, että lopullisen poistoilman lämpötila oli käytännössä identtinen alkuperäisen tuloilman kanssa, riippumatta voimakkaasti vaihdelleesta ulkoilman lämpötilasta. Mikäli raitisilmavirtaa olisi ollut olemassa, olisi se vaikuttanut alkuperäisen tuloilman lämpötilaan suhteessa lopulliseen tuloilmaan. Nyt voidaan todeta, että ilmanvaihto on mittausjakson ajan ollut 100 %:sesti kiertoilmakäytöllä.



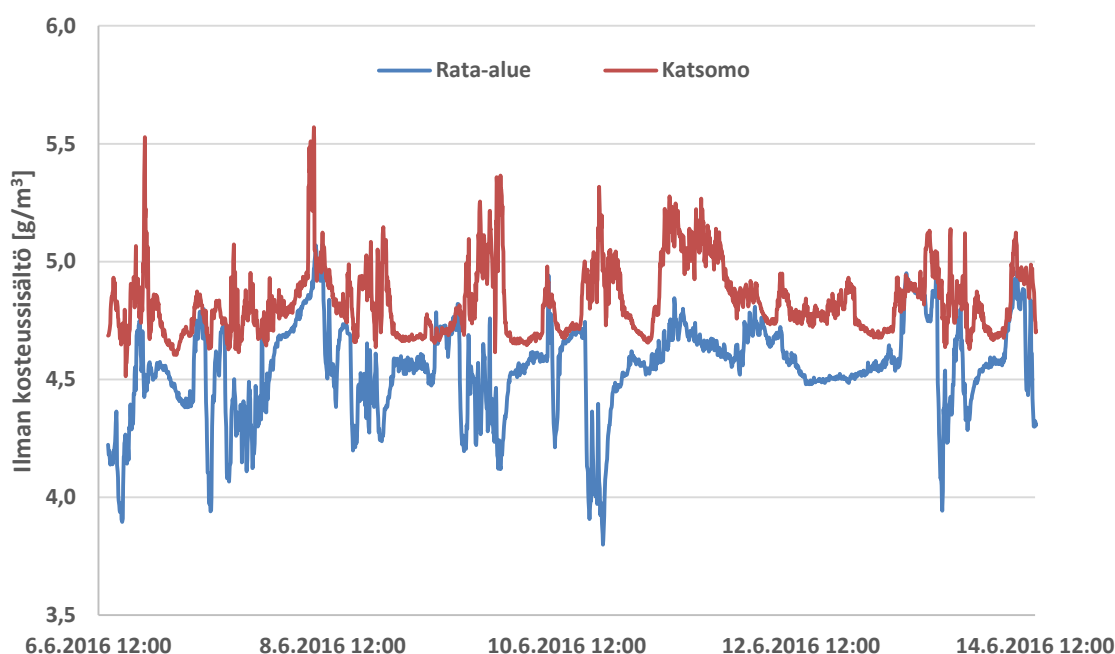
Kuva 85. Sentteri Tampereen laajennusosan tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuudet.



Kuva 86. Sentteri Tampereen laajennusosan LTO:n jälkeisen poistoilman, kiertoilmakanavan jälkeisen tuloilman ja ulkoilman lämpötilat.

### 5.1.3.3 Kosteudenhallinta

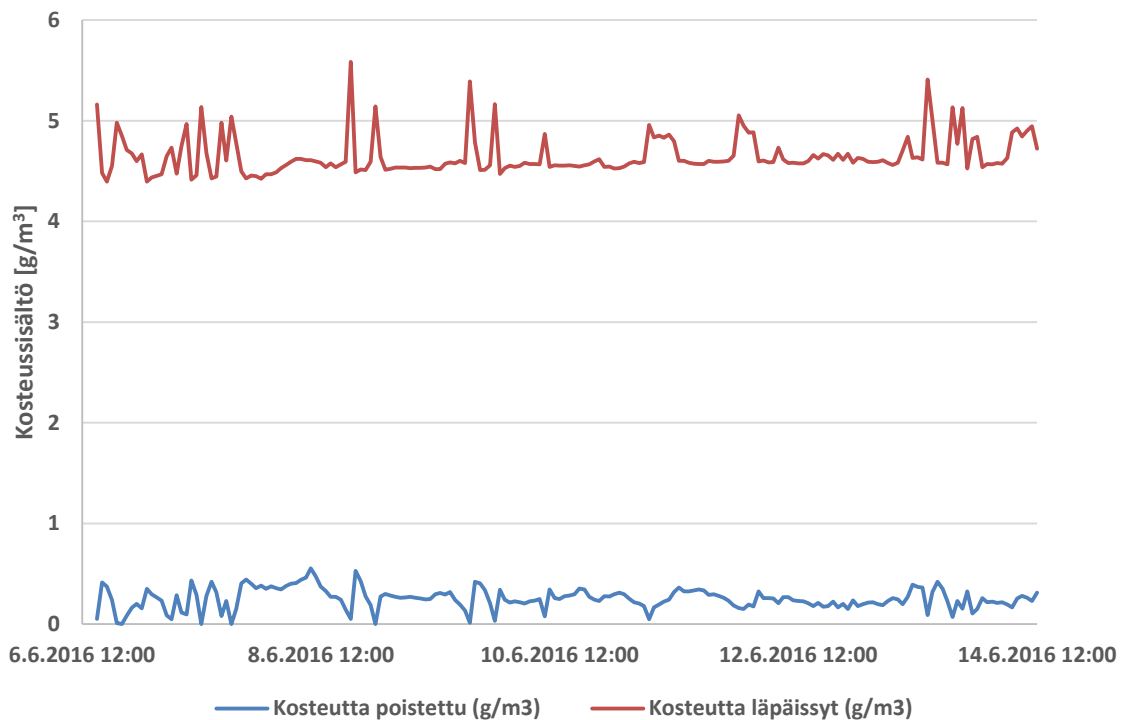
Sentteri Tampereen laajennusosan sisäilmaan sitoutuneen kosteuden määrä rata-alueelta ja katsomosta mitattuina on esitetty kuvassa 87. Rata-alueen ilman kosteussisältö vaihteli suuren osan ajasta välillä  $4,0 \dots 5,0 \text{ g/m}^3$  ollen keskimäärin noin  $4,55 \text{ g/m}^3$ . Katsomossa puolestaan vaihteluväli oli noin  $4,5 \dots 5,5 \text{ g/m}^3$ , ja keskiarvo noin  $4,83 \text{ g/m}^3$ . Rata-alueen ja katsomon kosteussisällöt käyttäytyivät ajoittain toisiaan mukaillen, mutta toisinaan vaikuttavat kehittyneen myös täysin itsenäisesti. Useasti samaan aikaan rata-alueen hetkellisen minimikosteussisällön aikaan mitattiin katsomossa hetkellinen suurin arvo. Katsomon suurimmat arvot mitattiin muutamaa poikkeusta lukuun ottamatta iltaisin, jolloin oletettavasti myös katsomon ihmismäärä oli suurimmillaan. Rata-alueen samanaikaista pienintä kosteussisältöä ei voida selittää samalla tavalla. Näihin aikoihin on myös rata-alueen lämpötila ollut alhaisimmillaan mikä puolestaan viittaa siihen, että jäärata on voinut olla lämpötilaltaan kylmimmillään. Tällöin myös suurempi osuus ilman sisältämästä kosteudesta on voinut tiivistyä jääradan pintaan.



Kuva 87. Sentteri Tampereen laajennusosan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä rata-alueelta ja katsomosta mitattuna.

Ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistaman ja sen läpäisseen kosteussisällön tuntikeskiarvot on esitetty kuvassa 88. Keskimäärin kuivaimen läpäisi  $4,65 \text{ g/m}^3$ , ja siihen tiivistyi  $0,25 \text{ g/m}^3$ . Hetkelliset maksimi- ja minimiarvot läpäisylle ja tiivistymiselle olivat  $5,58 \text{ g/m}^3$  ja  $0,55 \text{ g/m}^3$ . Keskimääräinen kuivaimen läpäissyt  $4,65 \text{ g/m}^3$  tarkoittaa, että hallitilassa 90 % suhteellinen kosteus saavutetaan, kun lämpötila laskee alle  $0,92 \text{ °C}$  ja kosteuden tiivistymistä tapahtuu varmasti paikoissa, joissa lämpötila on alle  $-0,61 \text{ °C}$ . 70 %-in suositeltu suhteellisen kosteuden maksimi- ja minimiarvo saavutetaan, mikäli lämpötila on vähintään  $4,7 \text{ °C}$ . Kuten aiemmin todettiin, oli etenkin rata-alueen lämpötila suuren osan ajasta tämän arvon alapuolella. Kondenssikuivain toimii kuitenkin käytännössä maksimikapasiteetillaan, eli ainoa ratkaisu suhteellisen kosteuden laskemiseen olisi rata-alueen lämpötilan nostaminen. Tämä puolestaan aiheuttaa jäärataan suuremman lämpökuorman ja kasvattaa täten kylmäkoneiston sähkönkulutusta.

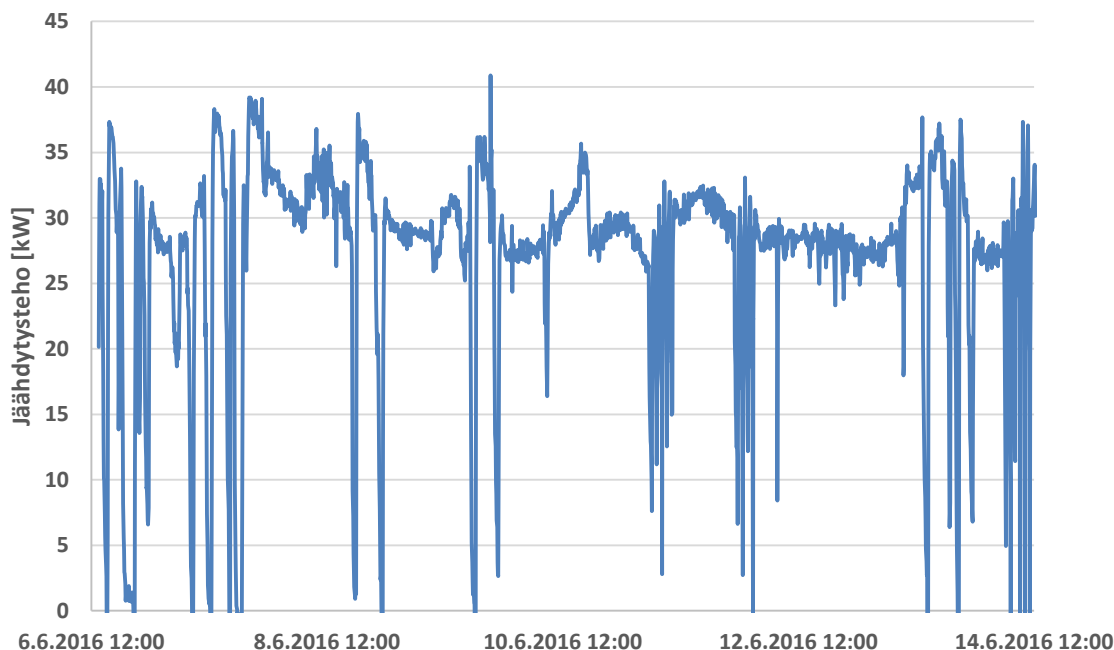
Jäähallin hallitilan energiatehokas kosteudenhallinta onkin jatkuvaa tasapainoilua kondenssikuivaimen asettaman rajoitteen kanssa.



*Kuva 88. Sentteri Tampereen laajennusosan ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistama ja sen läpäisemä kosteus.*

Kuivain itsessään toimii hyvin. Sen ollessa käytössä tasoittui läpäisevän kosteuden määrä käytännössä vakioarvoon, joka on noin  $4,6 \text{ g/m}^3$ . Esimerkiksi Mäntsälän jäähallin tapaista kuivaimelle saapuvan ja sen läpäisemän kosteuden keskinäistä riippuvuutta ei voida havaita. Ajoittain kuivaimen läpäissyt kosteussisältö nousi hieman. Tämä johtuu oletettavasti kondenssiveden jäätymisvaarasta, jolloin kuivaimen lämpötilaa joudutaan hetkellisesti nostamaan. Kuivaimen sisäistä jäätymistä havaittiin ennen mittausjakson alkua, mutta jäätä on oletettavasti päästy eroon, kun kuvassa näkyvä alun epätasaisuus on päättynyt. Mittausjakson päätteeksi jäätä ei enää havaittu.

Kondenssikuivaimen jäähdytysteho on esitetty kuvassa 89. Suurimmillaan jäähdytysteho oli noin 40 kW, ja sen keskiarvo mittausjakson ajalta oli noin 27,2 kW. Olettamalla kylmäkoineiston kylmäkertoimeksi arvon kaksi, on hallitilan ilman kuivatukseen vaadittu mittausjakson aikana keskimäärin noin 13,6 kW:n sähköteho.



Kuva 89. Sentteri Tampereen laajennusosan ilmanvaihdon kondenssikuivaimen jäähdytysteho.

#### 5.1.3.4 Energiamittaukset ja –laskelmat

Koko Sentteri Tampereen kolmen jääradan jäähalli kulutti mittausjakson aikana noin 682 kWh kaukolämpöä vuorokautta kohden. Laajennusosan hallitila ei kuluta kaukolämpöä muuten, kuin jäänhoitoveden lämmitykseen. Mikäli oletamme arkipäivinä jäänhoitokertojen määrän olleen ilmoitetun mukainen, eli kahdeksan, ja ettei viikonloppuna jäätä hoidettu lainkaan jääradan ollessa täysin käyttämättä, saadaan mittausjakson ajalle jäänhoitokertojen määrän vuorokausikeskiarvoksi kuusi. Jäänhoitoveden määräksi on ilmoitettu 500 litraa kertaa kohden ja sen tavoitelämpötilaksi 28 °C. Näillä arvoilla olisi kaukolämpöä kulunut jäänhoitoveden lämmitykseen vuorokausitasolla keskimäärin 80 kWh.

Laajennusosan ilmanvaihdossa ilmaa jäähdytettiin keskimäärin noin 27,1 kW:n teholla ja lämmitettiin keskimäärin noin 49 kW:n teholla. Lämmitystehon laskuissa on oletettu jälkilämmitetyn tuloilman osuudeksi 50 % koko tuloilmasta. Lämmitysteho jakautui siten, että noin 48 % lämmityksestä tapahtui LTO-patterissa ja loput 52 % lauhdelämpöpatterissa. Tämän perusteella ilmanvaihto olisi kuluttanut vuorokausitasolla lauhdelämpöä noin 635 kWh. Enimmillään ilmanvaihto on voinut kuluttaa lauhdelämpöä noin 1270 kWh vuorokaudessa, mikäli koko tuloilmavirta on jälkilämmitetty. Todellisuudessa arvo on todennäköisesti jotain näiden väliltä.

Hallitilan olosuhteiltaan Sentteri Tampereen laajennusosan hallitila muistuttaa Klaukkalan harjoitusjäähallin hallitilaa. Sentterissä rata-alueen ilman lämpötila oli keskimäärin hieman alhaisempi, mutta toisaalta katsomon lämpötila oli hieman korkeampi. Täten voimme hyödyntää Klaukkalassa suoritettua jään läpäisevän lämpövirran mittaustulosta myös Sentteri Tampereen laajennusosan energialaskelmiin. Klaukkalassa lämpövirta jään läpi oli keskimäärin 42,07 W/m<sup>2</sup>. Sentterin hieman viileämmän lämpötilan ja pienemmän käyttöasteen takia voidaan lämpövirraksi arvioida hieman vähemmän, 40 W/m<sup>2</sup>. Jääradan koon huomioon ottaen olisi lämpövirta ollut yhteensä keskimäärin 60,32 kW.

Huomioimalla myös ilmanvaihdon kondenssikuivaimen keskimääräinen jäähdytysteho jäärataan kohdistuneen lämpövirran lisäksi, olisi kylmäkoneiston pitänyt tuottaa jäähdytysenergiaa keskimäärin noin 88 kW:n teholla. Olettamalla kylmäkoneiston COP:iksi jälleen arvon kaksi, olisi kylmäkoneisto vaatinut keskimäärin 44 kW:n sähkötehon, ja lauhdelämpöä olisi täten tuotettu keskimäärin 132 kW:n teholla. Vuorokaudessa tämä tekee 3168 kWh tuotettua lauhdelämpöä. Sentteri Tampereen jäähallissa on kuitenkin kolme jäärataa, joiden jäähdytyksestä kylmäkoneisto on vastuussa. Kahden muun jääradan hallitilan olosuhteita ei mitausjakson aikana seurattu, eikä täten voida tehdä arvioita niihin kohdistuneesta lämpövirrasta. On kuitenkin perusteltua olettaa kokonaisuudessaan tuotetun lauhdelämmön määrän olevan vähintään kaksinkertainen yllä yhden jääradan tiedoilla laskettuun nähden.

Vuorokausitasolla noin 6000 kWh:lla tuotettua lauhdelämpöä voitaisiin lämmittää paitsi kaikkien kolmen jääradan jäänhoitovedet, myös kaikkien jääratojen hallitilat. Tämä siinäkin tapauksessa, että asetetaan jäänhoitokertojen lukumääräksi rataa kohden 12 kertaa vuorokaudessa ja jäänhoitoveden lämpötilaa nostetaan hieman, lämpötilaan 30 °C. Lisäksi jälkilämmitetyn tuloilman osuudeksi voidaan olettaa suurehko 80 % osuus. Näilläkin oletuksilla lämpöenergian tarve vuorokaudessa on vasta noin 3500 kWh. On perusteltua väittää, että koko jäähallin kaikki lämpöenergia voitaisiin saada lauhdelämmöstä, eikä kaukolämmölle täten olisi tarvetta lainkaan.

## **5.1.4 Tapiolan harjoitusjäähalli**

### **5.1.4.1 Hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste**

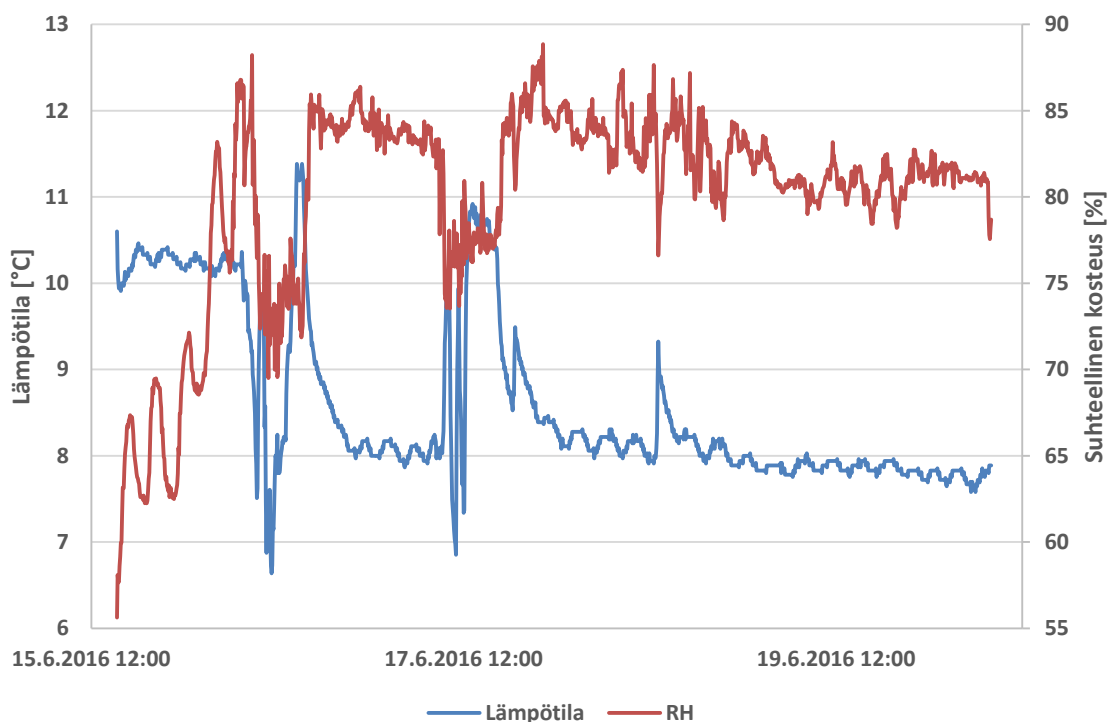
Tapiolan harjoitusjäähallin mittausjakso oli muita tutkimuskohteita lyhyempi, sillä siellä ei ehditty aikatauluongelmien takia suorittaa täysimittaista mittausjaksoa ennen kauden päättymistä ja jään sulattamista. Myöskään jäähallin käyttöaste ja täten kuormitus ei näin loppuvaiheessa kautta ollut enää keskimääräisellä tasolla. Täten mittautuloksiin tulee suhtautua varauksella.

Mittausjakson aikainen lämpötila ja suhteellinen kosteus hallitilan rata-alueelta on esitetty kuvassa 90. Lämpötila pyrki tasoittumaan noin 8 °C:seen kun jäärata ei ollut käytössä. Jääradan käyttö aiheutti nopeaa lämpötilan vaihtelua noin välillä 7...11 °C. Kokonaisuudessaan lämpötila oli jatkuvasti korkea, eikä mittausjakson aikana laskenut missään vaiheessa alle 6 °C:seen.

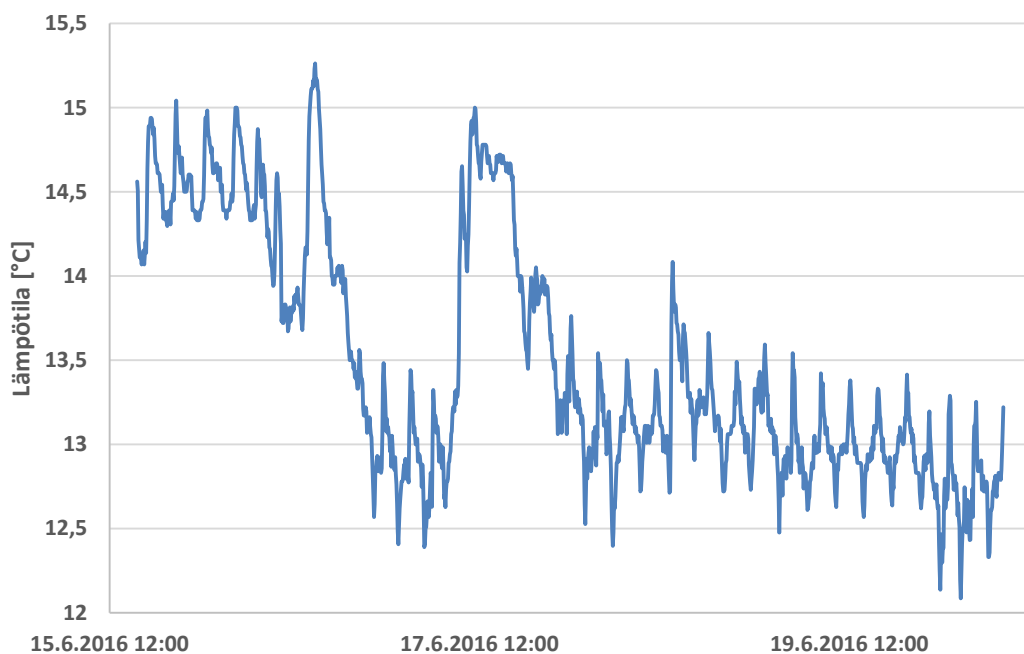
Rata-alueen lämpimän ilman johdosta voisi kuvitella sen suhteellisen kosteuden olevan alhainen. Näin ei kuitenkaan ollut, vaan Tapiolan harjoitusjäähalli oli paitsi vertailun lämpimän myös kostein jäähalli. Suhteellinen kosteus oli keskimäärinkin yli 80 %, ja suurimmillaan lämpötilan ollessa laskusuunnassa lähes 90 %. Huomioiden myös korkean lämpötilan, on absoluuttisen kosteuden määrä hallitilan ilmassa ollut todella korkea, ja kondenssiriskiä viileillä pinnoilla voidaan pitää suurena.

Katsomon lämpötila on esitetty kuvassa 91. Lämpötila vaihteli enimmäkseen välillä 12...15 °C ja oli keskimäärin noin 13,5 °C. Kokonaisuudessaan katsomon lämpötila käyttäytyi kuten rata-alueen lämpötila, mutta oli noin 4...5 °C tätä lämpimämpää.





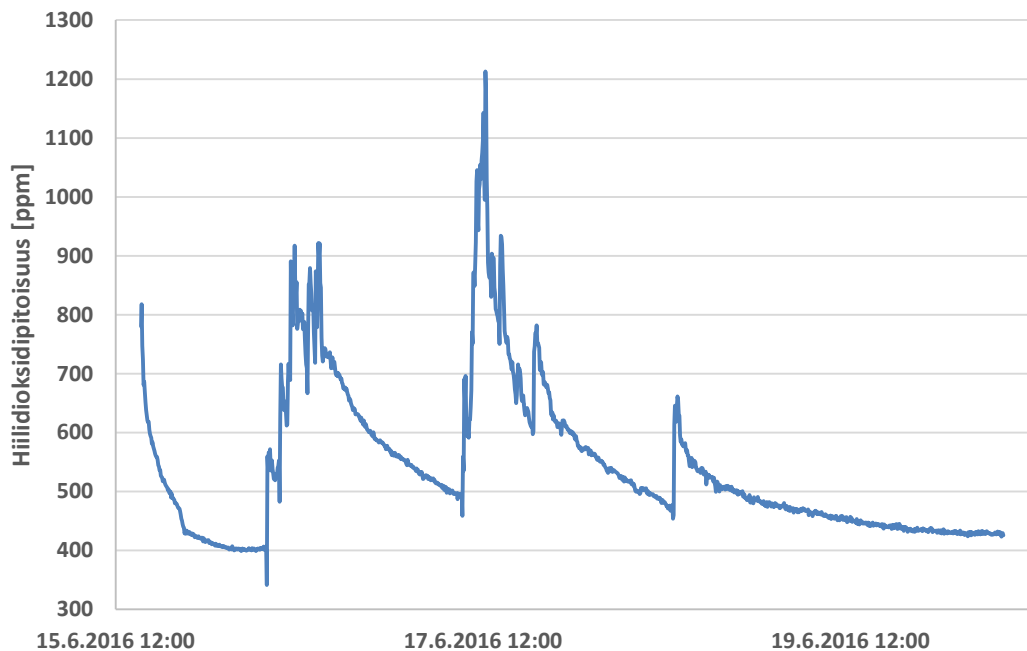
Kuva 90. Tapiolan harjoitusjäähallin rata-alueen sisäilman mittausjakson aikainen lämpötila ja suhteellinen kosteus.



Kuva 91. Tapiolan harjoitusjäähallin katsomon lämpötila.

Hiilidioksidipitoisuuden suhteen Tapiolan harjoitusjäähallissa ei ollut ongelmia, joskin tämänkin suhteen on hyvä huomioda, että jäärata oli mittausjakson aikana kevyellä käytöllä. Pitoisuuden kehitys on esitetty kuvassa 92. Raja-arvo 1200 ppm ylitettiin kertaalleen hyvin hetkellisesti, kun muuten pitoisuuden huiput olivat alle 1000 ppm. Jääradan käytön loputtua

pitoisuus pääsi laskemaan lähelle ulkoilman tasoa. Muista vertailun halleista poiketen hiilidioksidipitoisuuden huiput mitattiin keskellä päivää.



Kuva 92. Tapiolan harjoitusjäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen hiilidioksidipitoisuus.

Hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella johdettu jääradan mittausjakson aikainen ”käyttökaleri” on esitetty kuvassa 93. Kuten kuvasta huomataan, on käyttö ollut hyvin kevyttä. Jäärata on ollut käytössä vain 20 % vertailua varten standardisoidusta aukioloajasta. Jääradan käyttö on keskittynyt aamu- ja keskipäivään.

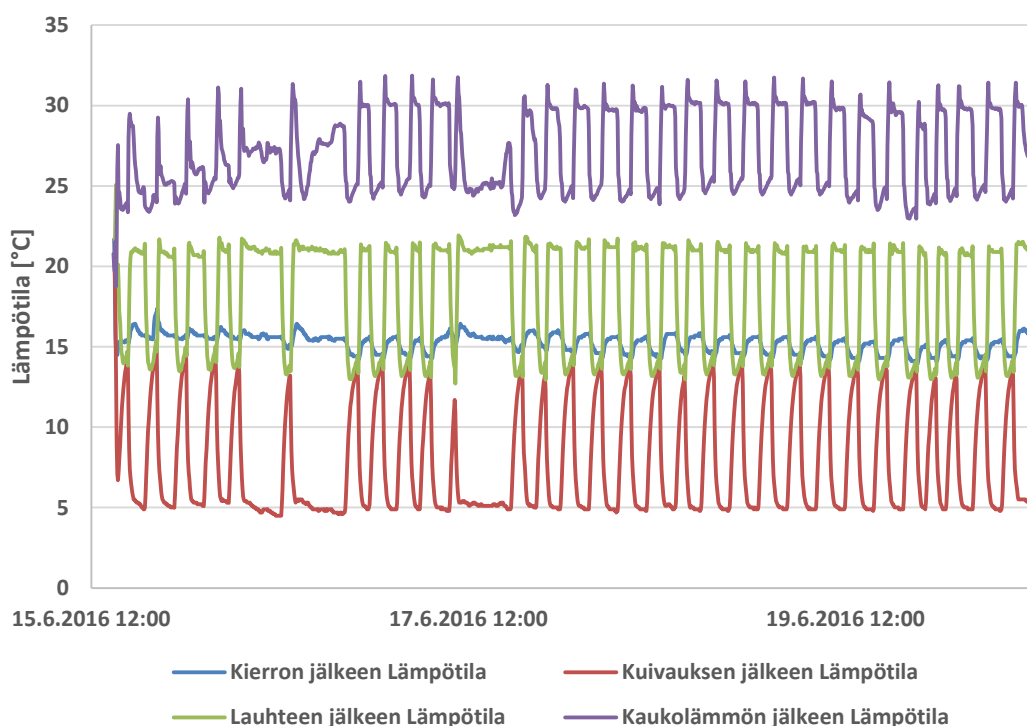
	ke	to	pe	la	su	ma
7:00 - 8:00						
8:00 - 9:00						
9:00 - 10:00						
10:00 - 11:00						
11:00 - 12:00						
12:00 - 13:00						
13:00 - 14:00						
14:00 - 15:00						
15:00 - 16:00						
16:00 - 17:00						
17:00 - 18:00						
18:00 - 19:00						
19:00 - 20:00						
20:00 - 21:00						
21:00 - 22:00						
22:00 - 23:00						

Kuva 93. Tapiolan harjoitushallin mittausjakson aikainen jääradan käyttö. Vihreällä merkattuihin aikoihin jäärata oli käytössä ja valkoisella käyttämättä. Harmaat alueet ovat mittausjakson ulkopuolelta.

#### 5.1.4.2 Ilmanvaihtokoneiston toiminta

Tapiolan harjoitusjäähallin ei voitu sijoittaa tulo- ja poistopuhaltimien yli vaikuttavaa paine-eroa mittaavia laitteita, sillä olemassa olevien paine-eromittarien irrottaminen ja niiden liitännöiden hyödyntäminen olisi sekoittanut puhaltimia ohjaavan automaatiojärjestelmän. Täten mittausjakson aikaisista tulo- ja poistoilmavirroista ei ole mitattua tietoa. Tuloilmakanavan lämpötilojen perusteella voimme kuitenkin tehdä perusteltuja oletuksia siitä, miten tuloilmapuhallinta on mittausjakson aikana ohjattu.

Tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan, kondenssikuivaimen sekä lauhde- ja kaukolämpöpatterien jälkeen on esitetty kuvassa 94. Kiertoilmakanavan jälkeinen lämpötila oli selvästi kuvan lämpötiloista tasaisin. Sen vaihteli suurimman osan ajasta välillä 14...17 °C, keskiarvon ollessa noin 15,24 °C. Kuivaimen jälkeinen lämpötila oli alimmillaan noin 5 °C, jolloin kuivain on selvästi ollut käytössä, mutta se myös nousi tasaisin väliajoin noin 14 °C:een tuntumaan. Poikkeuksetta samalla hetkellä, kun kuivaimen jälkeinen lämpötila on lähtenyt laskuun, on myös sekä lauhde- että kaukolämpöpatterin jälkeinen lämpötila lähtenyt nousuun. Ilmiötä ei voida selittää muuten, kuin että tuloilmavirta on ajoittain ollut pysähdyksissä, jolloin kanavassa olevan ilman lämpötila on riippumatta sijainnista kanavassa pyrkinyt tasoittumaan yhteen lämpötilaan, kunnes ilmavirta on käynnistetty, ja mitatut lämpötilat ovat lähteneet jälleen omille teilleen.



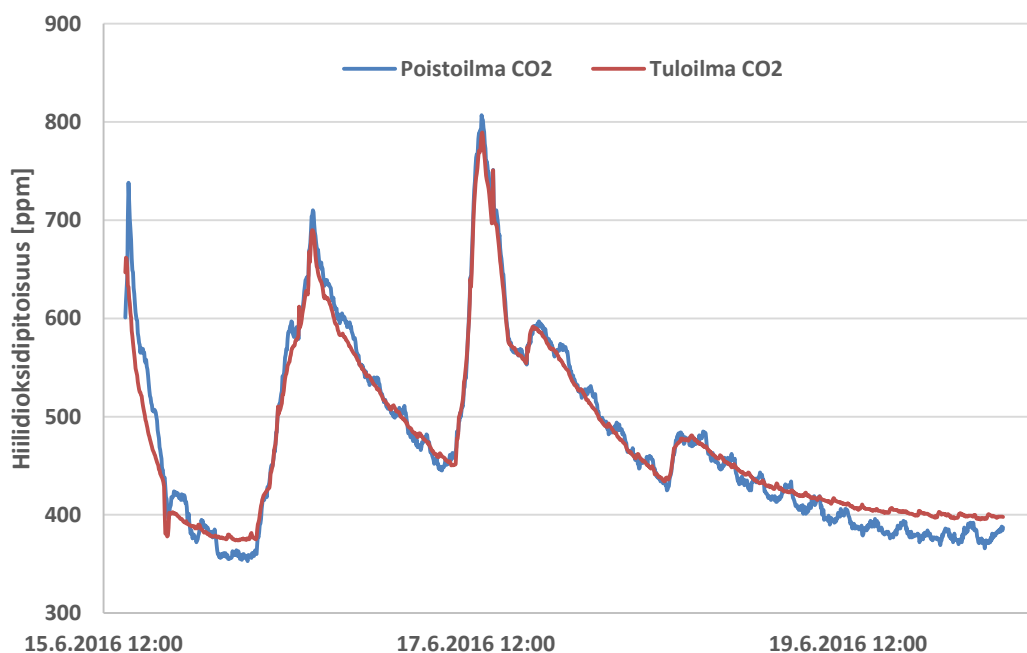
Kuva 94. Tapiolan harjoitusjäähallin tuloilman lämpötila kiertoilmakanavan, kuivauksen sekä lauhde- ja kaukolämpöpatterien jälkeen.

Havaittua ilmiötä tuloilmavirran pysähtymisestä voidaan hyödyntää tuloilman tilavuusvirran määrittelyssä. Mikäli yksinkertaistaen oletetaan, että tuloilmapuhallin on ollut joko käynnissä täysteholla tai täysin pois käytöstä, on myös tuloilmavirta ollut aina joko tulopuhaltimen maksimitehon mukaan 4,1 m<sup>3</sup>/s tai vastaavasti 0 m<sup>3</sup>/s. Asettamalla ehdoksi, että aina kondenssikuivaimen jälkeisen lämpötilan ollessa laskussa, tai kun se muuten on alle 6 °C,

on tulopuhallin ollut käynnissä ja muuten käyttämättä, saamme tuloilmavirran koko mittausjakson ajalle. Tämän laskennallisen tuloilmavirran keskiarvo on  $2,66 \text{ m}^3/\text{s}$ , mikä vastaa hyvin kokoluokaltaan samankaltaisten Klaukkalan harjoitusjäähallin ja Mäntsälän jäähallin mitattujen tuloilmavirtojen keskiarvoja.

Tuloilmapuhaltimen ollessa käytössä oli tuloilman lämpötila lauhdelämpöpatterin jälkeen noin  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ , ja kaukolämpöpatterin jälkeen usein jopa noin  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Lopullisen tuloilman korkea lämpötila osaltaan selittää myös hallitilan korkeaa lämpötilaa. Toisaalta hallitilan suhteellinen kosteus on niin korkea, että kosteuden tiivistymistä tapahtuisi entistä hallitsemattomammin, mikäli hallitilan lämpötilaa laskettaisiin. On myös huomioitavaa, että tuloilman lämpötila kondenssikuivaimessa laski ainoastaan noin  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ :seen, kun vertailun muissa kondenssikuivaimella varustetuissa jäähalleissa tuloilma kuivaimen jälkeen oli keskimäärin noin  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tämä tarkoittaa, että Tapiolan harjoitusjäähallin kondenssikuivaimen läpäisseen absoluuttisen kosteuden määrä on vertailun suurin.

Tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuudet on esitetty kuvassa 95. Keskimäärin pitoisuuksissa ei ollut eroa edes  $1 \text{ ppm}$ :ää. Täten voidaan todeta ilmanvaihdon olleen koko mittausjakson ajan kiertoilmakäytöllä. Samalla poistoilman LTO on jäänyt käyttämättä, sillä se sijaitsee poistoilmakanavassa vasta kiertoilmahaaran jälkeen. Energiatohokkuuden kannalta järjestely ei ole optimaalinen etenkin, kun tuloilman lämmitykseen käytetään merkittäviä määriä kaukolämpöä jopa lämpimään kesäaikaan. Lisäksi kosteudenhallinta hankaloituu, sillä kuivaimelle tulevaa ilmaa ei ole esiviilennetty lainkaan.

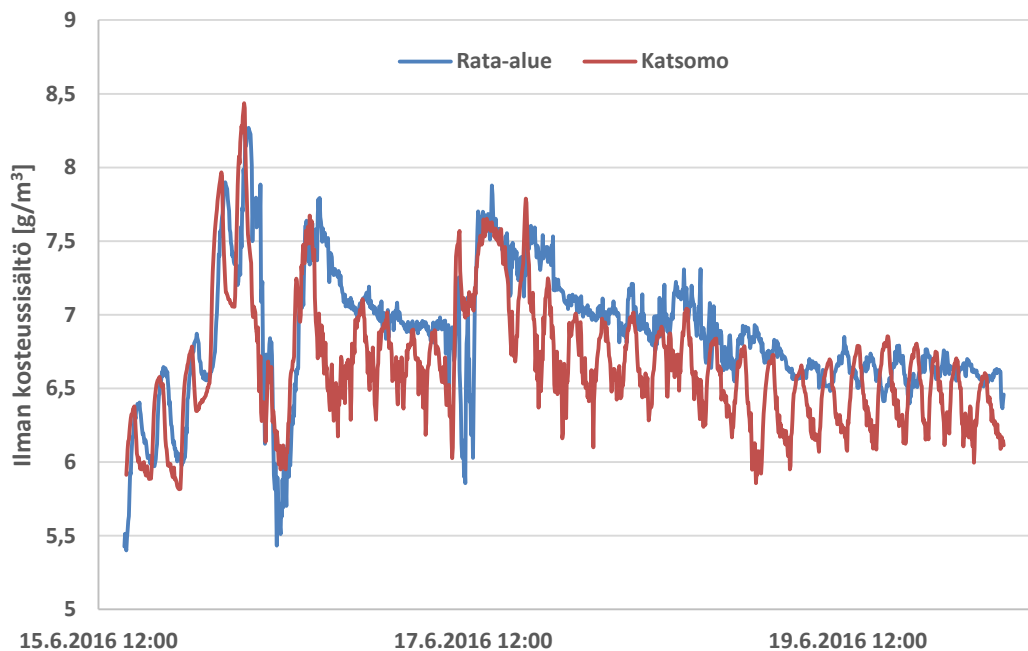


Kuva 95. Tapiolan harjoitusjäähallin tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuudet.

#### 5.1.4.3 Kosteudenhallinta

Tapiolan harjoitusjäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä rata-alueelta ja katsomosta mitattuna on esitetty kuvassa 96. Rata-alueen ilman kosteussisältö vaihteli enimmäkseen välillä  $5,5 \dots 8,0 \text{ g/m}^3$  ja sen keskiarvo oli  $6,86 \text{ g/m}^3$ . Katsomossa vaihteluväli oli suurin piirtein sama, mutta keskiarvo hieman alhaisempi,  $6,65 \text{ g/m}^3$ . Kuvasta huomataan, että vaihteleva tuloilmavirta on vaikuttanut selvästi enemmän katsomon kuin rata-alueen

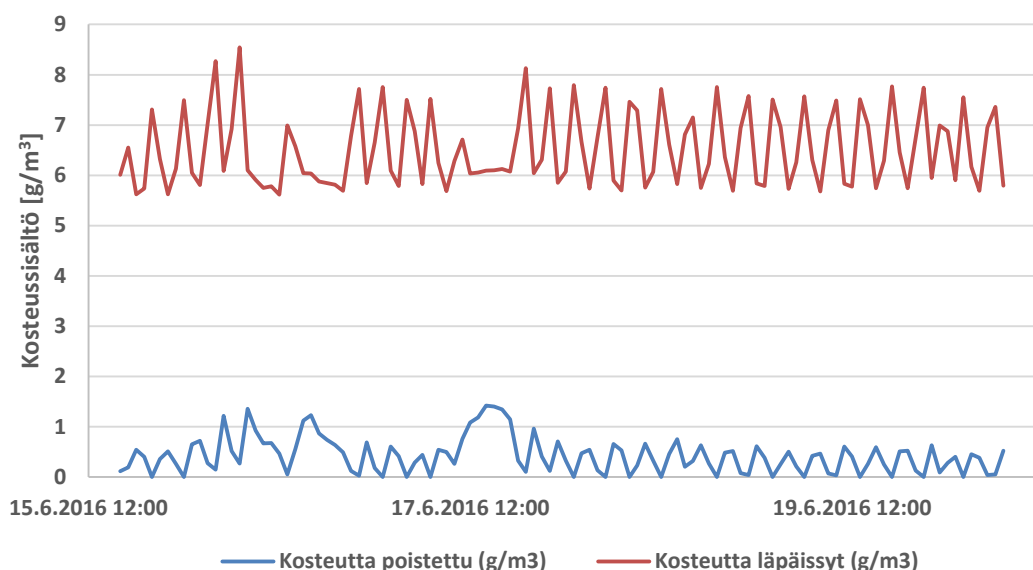
kosteuspitoisuuteen. Riippumatta kumman mittauspaikan kosteussisältöä arvioidaan, on se ollut jäähalliolosuhteisiin nähden liian korkea.



Kuva 96. Tapiolan harjoitusjäähallin hallitilan ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä rata-alueelta ja katsomosta mitattuna.

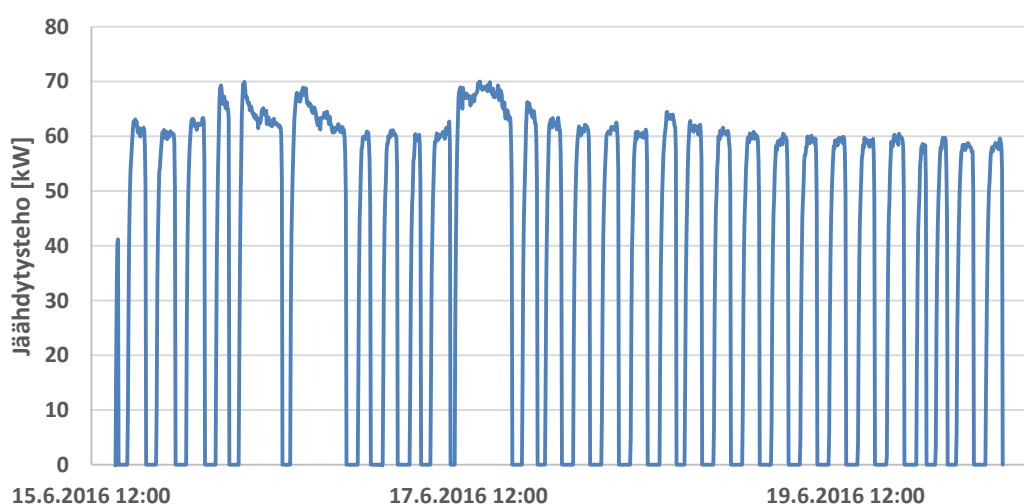
Ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistaman ja sen läpäisseen kosteussisällön tuntikeskiarvot on esitetty kuvassa 97. Keskimäärin mittausjakson aikana kuivaimen läpäisi  $6,51 \text{ g/m}^3$  ja siihen tiivistyi  $0,43 \text{ g/m}^3$ . Enimmillään hallitilaan pääsi kosteutta  $8,54 \text{ g/m}^3$ , ja tehokkaimmillaan kuivain poisti  $1,42 \text{ g/m}^3$ . Muiden tutkimuskohteiden tapauksessa on tuloilmavirta ollut enemmän tai vähemmän jatkuvasti olemassa, mutta Tapiolan harjoitusjäähallin tapauksessa tuloilmapuhallin on oletettavasti pysäytetty tasaisin väliajoin. Täten tulee tuloilman mukana hallitilaan kulkeutuvan kosteuden määrä laskea ainoastaan ajalle, jolloin itse tuloilmavirtaa on ollut olemassa. Tällä menetelmällä laskettuna tuloilman mukana hallitilaan pääsi kosteutta keskimäärin noin  $5,91 \text{ g/m}^3$ . Tämä tarkoittaa, että 70 % suurimman sallitun suhteellisen kosteuden suositus täytyy, jos hallitilan lämpötila on vähintään  $8,3 \text{ }^\circ\text{C}$ , mikä ylittää lämpötilan suositusarvot ja aiheuttaa täten turhaa lämmitystarvetta ja jäärataan kohdistuvaa lämpökuormaa. 90 % suhteellinen kosteus puolestaan saavutetaan, kun lämpötila on alle  $4,5 \text{ }^\circ\text{C}$  ja kosteuden tiivistymistä tapahtuu varmasti, kun lämpötila on alle  $2,9 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Periaatteessa kuivain toimii hyvin. Sen jälkeisen tuloilman lämpötila ja kosteussisältö oli tulopuhaltimen ollessa käynnissä melko vakio. Ongelmana on, ettei tuloilmaa viilennetä riittävästi. Tuloilman lämpötilan tulisi nykyisen keskimääräisen  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ :een sijaan olla noin  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , jotta siitä saataisiin riittävästi kosteutta tiivistettyä pois. Hetkellisen automaatiotarkastelun perusteella syynä eivät kuitenkaan ole väärät asetusarvot, vaan itse kuivaimen kapasiteetti. Kylmäliuoksen lämpötilaksi kuivaimelle tullessaan on asetettu  $-3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tämä on jopa kylmempi, kuin vertailun muissa jäähalleissa. Tästä huolimatta kuivain ei kykene jäähdyttämään ilmaa riittävän nopeasti. Toisaalta jäähdytystehontarvetta voitaisiin pienentää poistoilman LTO:lla, joka esiviilentäisi kuivaimelle tulevan ilman, kun järjestelmä on kiertoilmatilassa.



Kuva 97. Tapiolan harjoitusjäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen poistama ja sen läpäissyt kosteus.

Kuivaimen mittausjakson aikainen jäähdytysteho on esitetty kuvassa 98. Kuivain jäähdytti tuloilmaa suurimmillaan noin 70 kW:n teholla. Tehokkuudeltaan kuivain on siis vertailun tehokkain. Tässä tapauksessa teho ei kuitenkaan riitä, sillä poistoilmakanavasta tuleva ilma on melko lämmintä ja sen ilmavirta on suurehko. Poistoilman LTO:lla voitaisiin kiertoilma esiviilentää esimerkiksi lämpötilaan 4 °C, jolloin noin 20 kW:n jäähdytysteho riittäisi jäähdyttämään ilman lämpötilaan 0 °C. Säästöt kaukolämpökuluissa olisivat merkittävät, mutta myös kylmäkoneiston sähkönkulutus pienenesi pienemmän jäähdytysenergian tarpeen johdosta. Toisaalta nykyisellä poistoilman kosteudella näin tehokas esiviilennys itsessään aiheuttaisi jo kosteuden tiivistymistä, mikä rajoittaisi mahdollisten LTO-laitteiden vaihtoehtoja. Nyt mittausjakson aikana keskimäärin noin 37 kW:n teholla jäähdyttänyt kuivain on vaatinut keskimäärin noin 18,5 kW:n sähkötehon, jos kylmäkoneiston COP:iksi arvioidaan kaksi.



Kuva 98. Tapiolan harjoitusjäähallin ilmanvaihdon kondenssikuivaimen jäähdytysteho.

#### **5.1.4.4 Energiamittaukset ja –laskelmat**

Tapiolan harjoitusjäähallissa ei voitu suorittaa energiankulutukseen liittyvää seurantaan. Täten esimerkiksi kulutetun kaukolämmön, veden tai sähköenergian määrät eivät ole mittausjakson ajalta tiedossa. Ilmanvaihdon ja hallitilan mittausten perusteella voidaan kuitenkin suorittaa perusteltuja arvioita energiankulutukseen liittyen.

Mittausjakson aikana Tapiolan harjoitusjäähallin ilmanvaihtokoneistossa ilmaa jäähdytettiin keskimäärin noin 37 kW:n ja lämmitettiin keskimäärin noin 75 kW:n teholla. Lämmityksestä noin 65 % tapahtui lauhdelämpöpatterissa ja loput 35 % kaukolämpöpatterissa. Tämän perusteella vuorokausitasolla ilmanvaihto kulutti noin 1170 kWh lauhdelämpöä ja noin 640 kWh kaukolämpöä. Huomioitavaa on, että poistoilman LTO-laitteen sijainnin takia ei sitä voitu hyödyntää lainkaan, koska järjestelmän todettiin toimineen kiertoilmakäytöllä koko mittausjakson ajan.

Poistoilman LTO-laitteen sijoittaminen ennen kiertoilmamäärää vaikuttaisi ilmanvaihdon energiankulutukseen merkittävästi. Poistoilma voitaisiin esimerkiksi Klaukkalan harjoitusjäähallin tapaan esiviilentää noin 4 °C:seen 75 %:n hyötysuhteella toimivalla LTO:lla. Tällöin lämpötilaltaan keskimäärin 14,5 °C:een poistoilmasta saataisiin lämpöä talteen noin 35 kW:n teholla. Esiviilennetty poistoilma kiertäisi olosuhteiden salliessa takaisin tuloilmakannavaan, ja se voitaisiin jäähdyttää kondenssikuivaimessa lämpötilaan 0 °C noin 20 kW:n keskimääräisellä jäähdytysteholla. Tämän jälkeen LTO-patteri lämmittäisi kuivattua tuloilmaa keskimäärin 35 kW:n teholla, jonka jälkeen tuloilman lämpötila olisi 10,8 °C. Lämmitystehontarve lopulliseen keskimäärin 27 °C:een tuloilmaan olisi LTO:n jälkeen noin 54 kW. Nykyinen lauhdelämpöpatteri lämmitti mittausjakson aikana keskimäärin noin 49 kW:n teholla. Täten ilman muita muutoksia vähenisi kaukolämpöpatterin tehontarve noin 26 kW:sta 5 kW:iin. Vuorokausitasolla kaukolämpösäästöt olisivat noin 500 kWh, ja kondenssikuivaimen pienentyneen jäähdytystehontarpeen ansiosta säästettäisiin kylmäkoneiston sähkönkulutuksessa vuorokaudessa noin 200 kWh, jos kylmäkoneiston COP:iksi arvioidaan kaksi.

Poistoilman LTO:n uudelleen sijoittaminen vaikuttaisi myös hallitilan kosteudenhallintaan positiivisesti. Nykyisen noin 5,96 g/m<sup>3</sup> ilmanvaihdon mukana hallitilaan pääsevän kosteuspäämäärän sijaan hallitilaan pääsisi kosteutta enää noin 5 g/m<sup>3</sup>. Tämän ansiosta voitaisiin hallitilan lämpötilaa laskea, mikä puolestaan pienentäisi tuloilman lämmitystehontarvetta ja täten myös kaukolämmönkulutusta. Toisaalta on muistettava, että hallitilan alhaisempi lämpötila laskisi myös poistoilman lämpötilaa, jolloin LTO:lla talteen otetun lämpöenergian määrä laskisi. Hallitilan lämpötilan laskun vaikutusta poistoilman lämpötilan laskuun tulisi selvittää kokeellisesti.

Tapiolan harjoitusjäähalli on osa Metro Areenan suurhallia. Suurhallin ja harjoitushallin jääratojen ylläpidosta on vastuussa yksi yhteinen kylmäkoneisto. Kylmäkoneiston lauhdelämpöä hyödynnetään toistaiseksi ainoastaan harjoitushallin ilmanvaihdossa tuloilman lämmitykseen. Kylmäkoneisto on vertailun jäähallien kylmäkoneistoista tehokkain, koostuen neljästä sähköteholtaan 100 kW:n kompressorista. Suurimmaksi jäähdytystehoksi on ilmoitettu 1024 kW. Toimiessaan maksimiteholla tuottaa kylmäkoneisto enimmillään siis jopa 1500 kW:n teholla lauhdelämpöä.

Vertailun vuoksi koko Espoon kaupunki kulutti kaukolämpöä vuonna 2010 yhteensä noin 2137 GWh (Espoon kaupunki 2012). Keskimäärin kaukolämmönkulutuksen teho oli noin



244 000 kW. Mikäli Metro Areenan kylmäkoneisto toimisi vuoden ympäri täysteholla, voitaisiin sen tuottamalla lauhdelämmöllä kattaa jopa 0,6 % koko Espoon kaupungin kaukolämpöenergian tarpeesta. Toisaalta esimerkiksi energiayhtiö ST1:n toteuttaman geotermisen lämpölaitoksen Espoon Otaniemessä on tarkoitus tuottaa lämpöenergiaa jopa 40 000 kW:n teholla (ST1 Deep Heat Oy 2016). Hankkeen kustannukset ovat kymmeniä miljoonia euroja. Samanaikaisesti Metro Areenan kylmäkoneisto tuottaa käytännössä ilmaiseksi jopa noin 4 % kyseisen geotermisen laitoksen tuottamasta lämpöenergiasta.

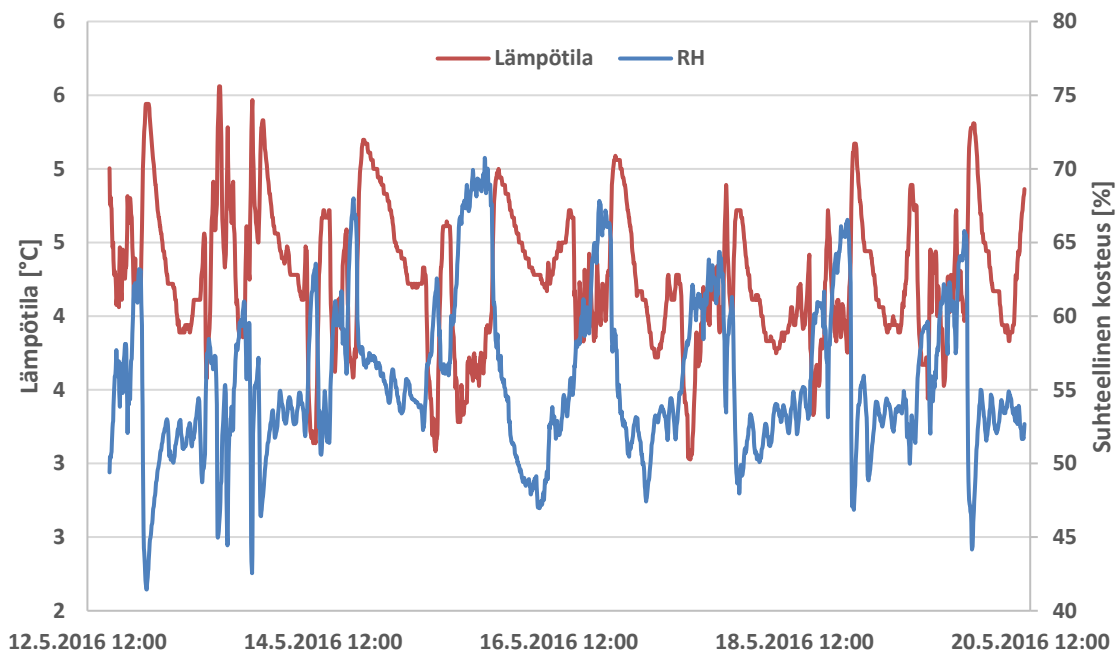
Todellisuudessa kylmäkoneisto ei toimi jatkuvasti täydellä teholla. Mikäli Metro Areenan energiatehokkuutta halutaan kehittää, tulisi ensin pyrkiä kattamaan lauhdelämmöllä jäähallin oma lämpöenergian tarve. On perusteltua olettaa, että käyttökauden aikana kylmäkoneisto toimii keskimäärin vähintään 25 % teholla. Tällöin keskimääräinen sähköteho on 100 kW, jäähdytysenergiaa tuotetaan 250 kW:n teholla ja lauhdelämpöä täten 350 kW:n teholla. Harjoitusjäähallin ilmanvaihdon lauhdelämpöpatterin todettiin lämmittävän tuloilmaa keskimäärin 47 kW:n teholla. Täten kymmenen kuukauden käyttöjakson aikana tuotetaan näillä tiedoilla noin 2160 MWh hyödyntämätöntä lauhdelämpöä. Koko Metro Areena kulutti vuonna 2015 kaukolämpöä 2500 MWh. Kulutusta voitaisiin pienentää lauhdelämmön tehokkaammalla hyödyntämisellä jopa 86 %, vaikka laskuissa oletettiin kylmäkoneiston toimivan keskimäärin ainoastaan 25 %:n teholla.

### **5.1.5 Ylöjärven jäähalli**

#### **5.1.5.1 Hallitilan sisäilman laatu ja jääradan käyttöaste**

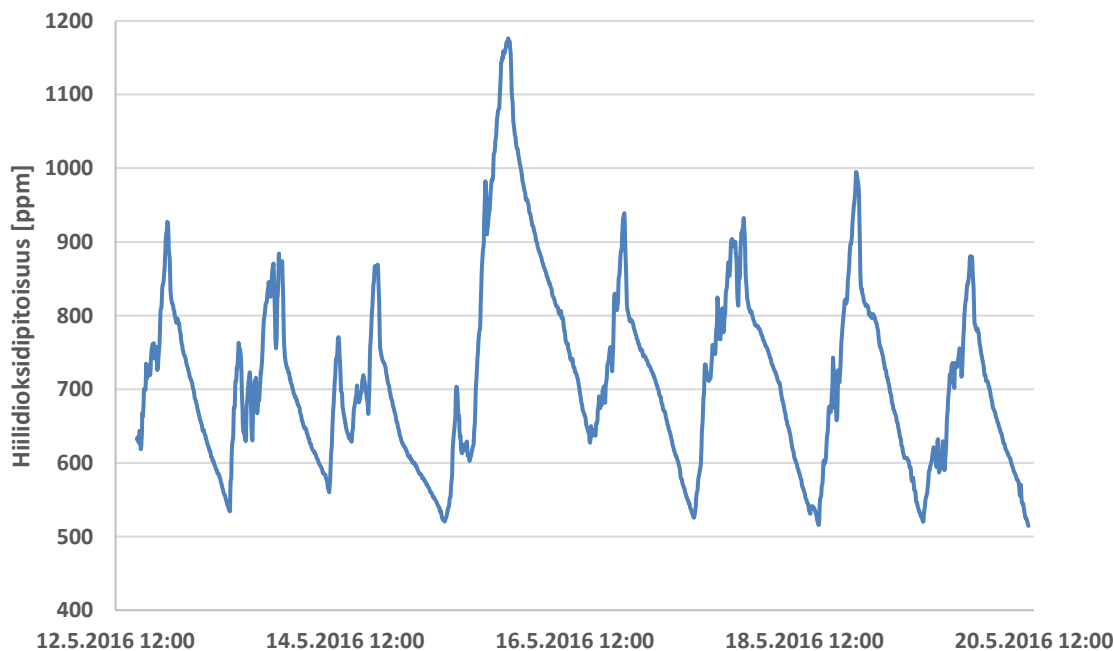
Ylöjärven jäähallin sisäilman lämpötila ja suhteellinen kosteus on esitetty kuvassa 99. Kokonaisuudessaan sekä lämpötilan että suhteellisen kosteuden vaihteluvälit olivat kirjallisuusarvoihin nähden vertailun parhaalla tasolla. Lämpötila ei päässyt nousemaan liian korkeaksi ollen suurimmillaan noin 5,5 °C, mutta mukavuusolosuhteiden kannalta lämpötila ei myöskään ollut liian alhainen. Toisaalta lämpötilakehityksessä ei voida havaita selkeää rytmiä. Päiväsaikaan lämpötila oli korkeimmillaan samaan aikaan ulkolämpötilan kanssa, mutta vuorokauden maksimilämpötilat mitattiin illalla tai yöllä aikavälillä 21:00–01:00. Sorptiokuivaimen käytöllä lienee osuutta asiaan, sillä sen käyttö ei ainoastaan kuivata hallitilan sisäilmaa, vaan myös lämmittää sitä. Vertaamalla lämpötilakehitystä hiilidioksidipitoisuuden kehitykseen (kuva 100) voidaan havaita, että lämpötilahuippu saavutettiin noin yhdestä kahteen tuntia hiilidioksidipitoisuuden huipun jälkeen. Tämän perusteella voidaan päätellä, että iltaisin suurimmillaan oleva jääratojen käyttäjien määrä aiheutti hallitilaan kosteuskuorman, jota sorptiokuivain poisti vielä yhdestä kahteen tuntia vuorojen päättymisen jälkeen.

Myös suhteellisen kosteuden kehitys tukee edellä tehtyä päätelmää. Suhteellisen kosteuden suurimmat arvot saavutettiin käytännössä identtiseen aikaan hiilidioksidipitoisuuden kanssa noin yhdestä kahteen tuntia ennen lämpötilan huippuarvoja. Muuten suhteellisen kosteuden kehitys noudatti melko hyvin lämpötilan kehitystä siten, että se nousi lämpötilan laskiessa ja päinvastoin. Itse vaihteluväli oli vertailun parhaalla tasolla. Melkein 70 % mittausjakson ajasta suhteellinen kosteus oli välillä 50–60 %. 20 % ajasta se oli välillä 60–70 %, ja 10 % ajasta jopa alle 50 %. Tulos on erinomainen ottaen huomioon hallitilan melko alhaisen, ohjearvojen mukaisen lämpötilan, joskin sorptiokuivaimen lähes jatkuvan käytön vaikutuksia jäähallin kokonaissähkökulutukseen tulee selvittää.



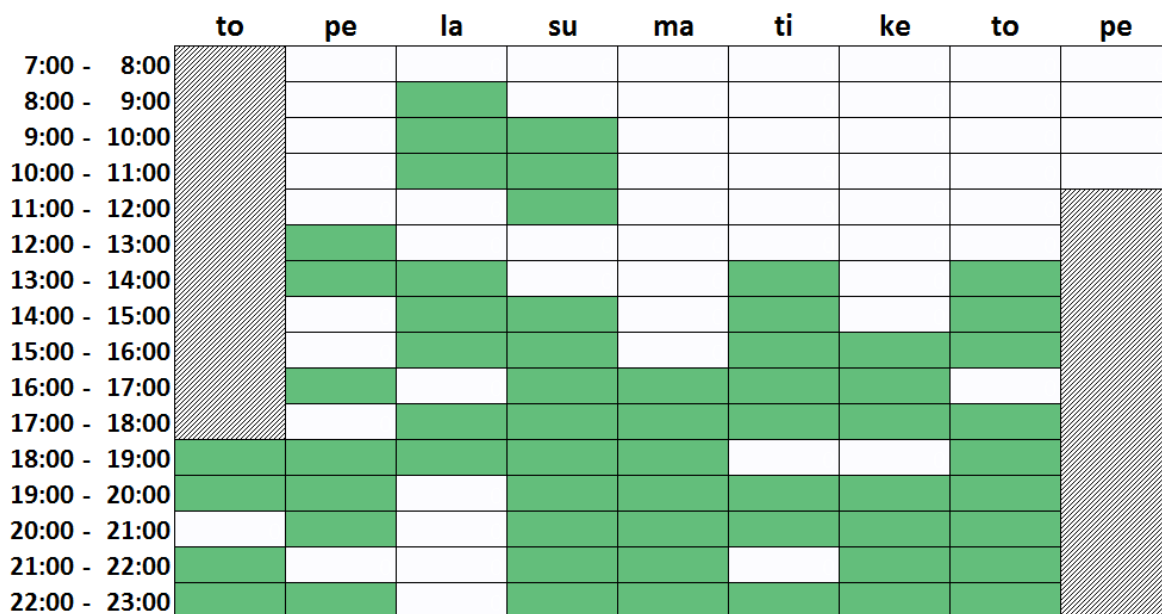
Kuva 99. Ylöjärven jäähallin rata-alueen sisäilman mittausjakson aikainen lämpötila ja suhteellinen kosteus.

Ylöjärven jäähallin hallitilan hiilidioksidipitoisuus on esitetty kuvassa 100. Kuten useassa muussakin vertailun halleista, pitoisuus oli suurimmillaan illalla vuorojen päättyessä. Pitoisuus oli korkeimmillaan yleensä alle 1000 ppm, ja se ehti yleensä laskea tasolle 550 ppm ennen seuraavan päivän vuorojen alkua.



Kuva 100. Ylöjärven jäähallin hallitilan sisäilman mittausjakson aikainen hiilidioksidipitoisuus.

Hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perusteella johdettu jääratojen mittausjakson aikainen ”käyttökaleri” on esitetty kuvassa 101. Tässä tapauksessa huomioitavaa on, että vertailun ainoana kaksirataisena jäähallina hiilidioksidipitoisuuden perusteella ei voitu selvittää, oliko pitoisuuden noustessa käytössä vain toinen vai kummatkin jääradoista. Täten kuvassa käytössä olleeksi merkattuina aikoina joko toinen tai molemmat jääradoista olivat käytössä. Analyysin perusteella toinen tai kummatkin jääradoista ovat olleet käytössä 51 % jäähallin aukioloajoista. Kuvasta huomataan, että arkipäivinä käyttö on täysin keskittynyt iltapäivään ja iltaan, kun viikonloppuna käyttöä on ollut pitkin päivää.

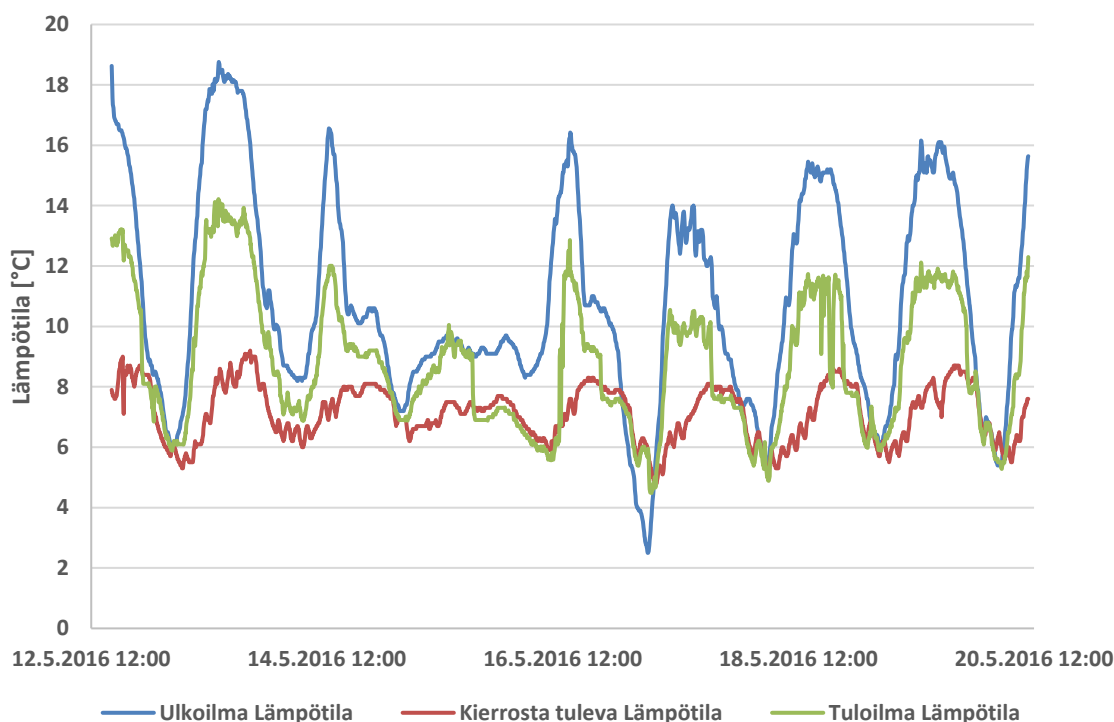


Kuva 101. Ylöjärven jäähallin mittausjakson aikainen jääratojen käyttö. Vihreällä merkattuihin aikoihin jäärata oli käytössä ja valkoisella käyttämättä. Harmaat alueet ovat mittausjakson ulkopuolelta.

#### 5.1.5.2 Ilmanvaihtokoneiston toiminta

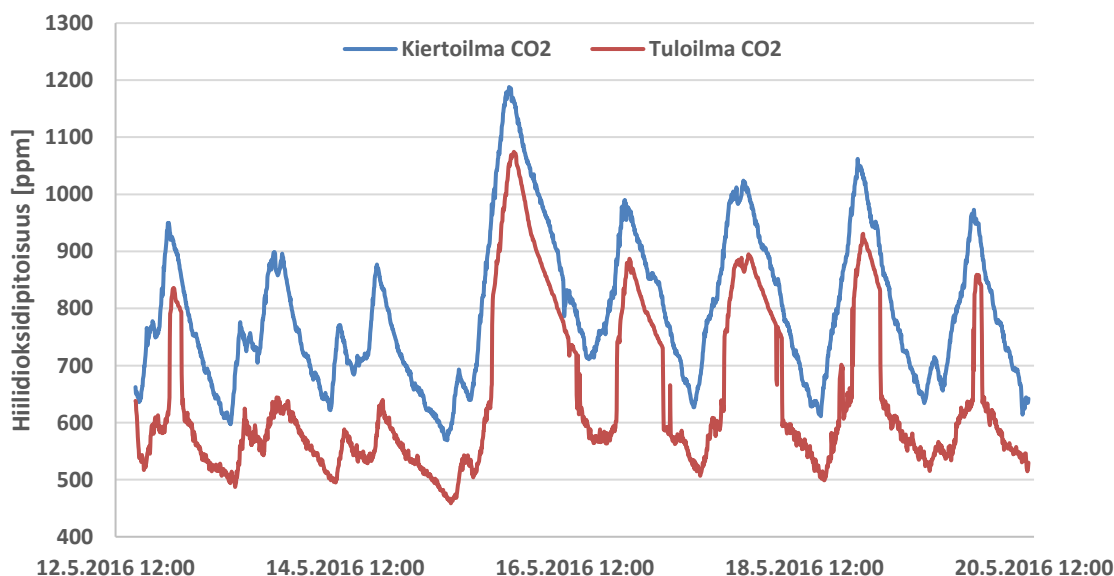
Ilmanvaihtokoneiston automatiikka on tulo- ja poistopuhaltimien tehonsäädön suhteen kytketty pois käytöstä. Tulopuhallin on käsiohjatusti puoliteholla vuorokauden ympäri, ja poistopuhallin on kokonaan pois käytöstä. Tuloilmavirta on täten ollut tasaisesti 3 m<sup>3</sup>/s. Ulkoilman, kiertoilman ja näistä sekoittuneen tuloilman lämpötila on esitetty kuvassa 102. Muista tutkimuskohteista poiketen huomataan tuloilman ja ulkoilman välillä ajoittainen selkeä riippuvuus. Ilmanvaihto on siis ainakin ajoittain päästänyt järjestelmään myös raitisilmaa. Suuren osan ajasta tuloilman lämpötila nousi ja laski ulkoilman lämpötilan mukaan siten, että se oli lämpötilaltaan jotain kierto- ja ulkoilman lämpötilojen väliltä. Ajoittain tuloilman lämpötila kuitenkin laski äkillisesti kiertoilman tasolle. Raitisilmapelti on tällöin oletettavasti sulkeutunut.

Kiertoilmakanavan jälkeen tuloilma jakautuu kahteen haaraan, jotka molemmat lämmitetään lauhdelämpöpattereilla. Huoltoluukkujen puutteen takia lämmitettyä tuloilmaa ei voitu sisällyttää mittauksiin. Täten myöskään ilmanvaihdon lämmitysenergiälaskelmia ei voida tässä tapauksessa tehdä.



Kuva 102. Ylöjärven jäähallin mittausjakson aikainen ulkoilman, kiertoilmakanavasta tulevan ilman ja näistä sekoittuneen tuloilman lämpötila.

Tulo- ja kiertoilmojen hiilidioksidipitoisuudet on esitetty kuvassa 103. Kuva tukee edellä tehtyä päätelmää, että raitisilmavirta on suuren osan ajasta ollut olemassa. Tuloilman hiilidioksidipitoisuus oli tasaisesti kiertoilman pitoisuutta alhaisempi tarkoittaen, että siihen on sekoittunut ulkoilmaa. Kuvasta voidaan kuitenkin havaita hetkiä, jolloin tuloilman hiilidioksidipitoisuus on hyvin nopeasti noussut tai laskenut. Nämä näkyvät kuvassa käytännössä pystysuorina kehityksinä ja tapahtuivat samaan aikaan, kun edellisessä kuvassa esitetyn tuloilman lämpötilassa tapahtui myös nopea kehitys.



Kuva 103. Ylöjärven jäähallin tulo- ja kiertoilmojen hiilidioksidipitoisuudet.

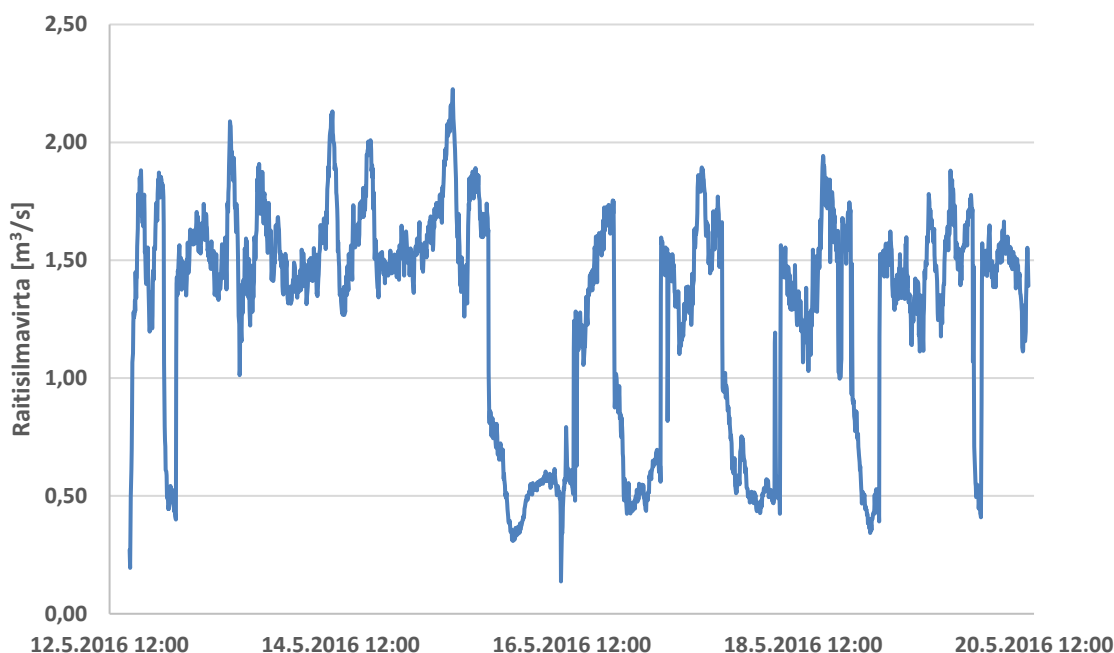
Raitisilmapellin ohjausperiaate ei kuitenkaan ole täysin selvä. Esimerkiksi 15.5.2016 pelti suljettiin kello 18.30 ja tuloilman hiilidioksidipitoisuus lähti nopeaan nousuun. Pitoisuus nousi kunnes vuorot päättyivät kello 23, jolloin se lähti laskuun, mutta pelti oli edelleen kiinni. Raitisilmapelti avattiin seuraavana päivänä kello 12.45, ja suljettiin taas kello 19.15. Pitoisuus saavutti jälleen huippunsa vuorojen päättyessä illalla ja lähti sen jälkeen laskuun, mutta raitisilmapelti avattiin jälleen aamulla kello 6.20. Raitisilman ohjaus toimi ikään kuin päinvastoin siihen nähden, miten sen olisi tarkoitus toimia. Hallista tulevan kiertoilman hiilidioksidipitoisuuden ollessa nousussa päätti järjestelmä kiihdyttää nousua laittamalla raitisilmapellin kiinni. Pelti puolestaan avattiin jälleen, kun kiertoilman pitoisuus oli jyrkässä laskussa. Täten raitisilman ohjauksella pyrittiin kiihdyttämään tuloilman hiilidioksidipitoisuuden kehitystä sen sijaan, että sitä olisi pyritty hidastamaan.

Automaatio-ohjelmissa pellin asento ilmaistaan usein prosenttiosuutena välillä 0...100 %. Yleensä 0 % tarkoittaa, että pelti on täysin kiinni, ja 100 % vastaavasti, että pelti on täysin auki. Aina tämä ei kuitenkaan ole täysin selvää. Ylöjärven tuloilman hiilidioksidipitoisuuden kehitystä selittäisi se, että raitisilmapelti on virheellisesti ohjattu sulkeutumaan kiertoilman pitoisuuden ollessa riittävästi nousussa, ja avautumaan kun se on riittävästi laskussa, vaikka tarkoitus on ollut juuri päinvastainen. Ohjausta ei myöskään helpota se, että järjestelmässä on raitisilman ottoa varten kääntöpelti-tyyppinen LTO-laite, jossa raitisilmakanavia on kaksi. Itse LTO-ominaisuus ei ole käytössä, koska laitteen sisältämä kenno ei pääse varautumaan poistoilmapuhaltimen ollessa kytketty kokonaan pois. Mittaustulosten perusteella näyttää siltä, että LTO:n uudelleen ohjelmointi pelkäksi raitisilmapelliksi ei ole onnistunut.

Mikäli näin on, pääsee hallitilan hiilidioksidipitoisuus nousemaan kovalla kuormituksella todella korkeaksi, sillä raitisilmapelti ei avaudu ennen kuin pitoisuus on taas laskusuunnassa. Tulkintaa tukee myös se, että hiilidioksidin hälytysrajaksi hallitilassa on asetettu peräti 2500 ppm. Ei ole mahdotonta, että alhaisempi raja olisi toistuvasti aiheuttanut hälytyksen, ja että rajaa olisi nostettu esimerkiksi siinä uskossa, että hallitilan hiilidioksidianturi olisi epäkunnossa.

Tulkinta raitisilmapellin toiminnasta perustuu suoritettuihin mittauksiin, ja on mahdollista, että se selittyy myös jollain muulla tavalla. Raitisilmapellin toimintaan tulisi joka tapauksessa perehtyä tarkemmin, sillä nykyinen järjestely vanhan ilmanvaihdon osittaisen automaatti- ja osittaisen käsiohjauksen ja uuden ilmanvaihdon erillään toimivan sorptiokuivaimen suhteen ei ole toiminnan seurannan suhteen paras mahdollinen.

Tulo- ja poistoilmojen hiilidioksidipitoisuuksien perusteella laskennallinen raitisilmavirta mittaussjakson ajalta oli keskimäärin noin 42 % tuloilmavirrasta tai noin 1,3 m<sup>3</sup>/s. Pitoisuuksien suurehkon erotuksen ansiosta laskennalla on vertailun pienin virhemarginaali, noin 28 %. Laskennallinen raitisilmavirta on esitetty kuvassa 104. Kuvasta huomataan, että raitisilmavirta oli raitisilmapellin ollessa edellä tehdyn tulkinnan perusteella auki noin 1,5 m<sup>3</sup>/s, ja tippui pellin sulkeutuessa noin kolmasosaan tästä.

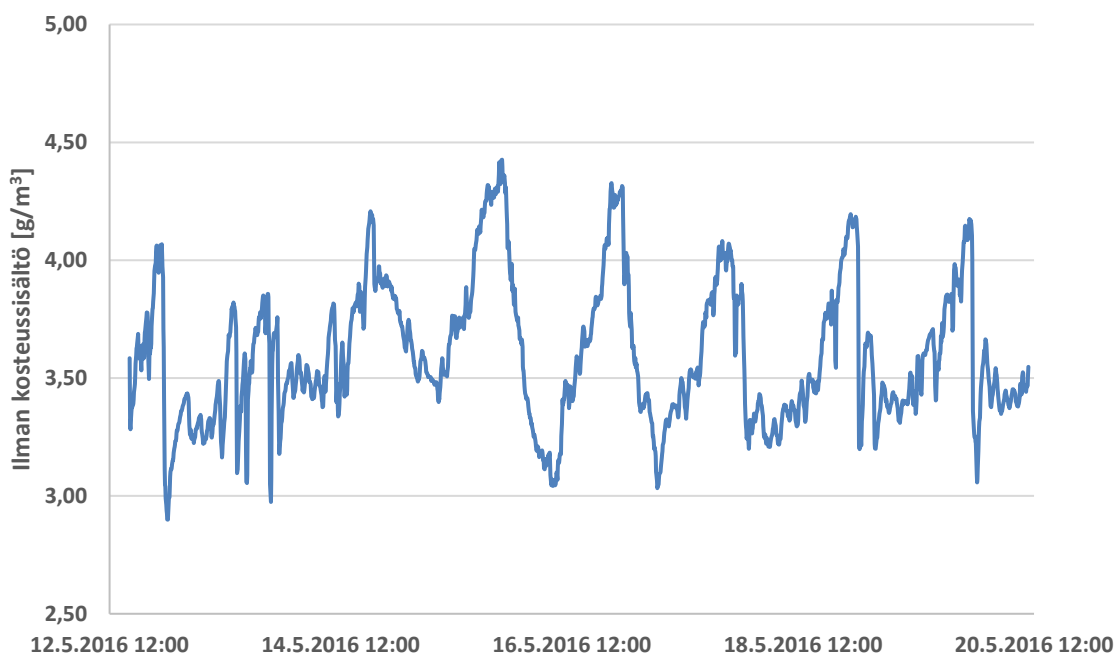


Kuva 104. Ylöjärven jäähallin laskennallinen raitisilmavirta mittausjakson ajalta.

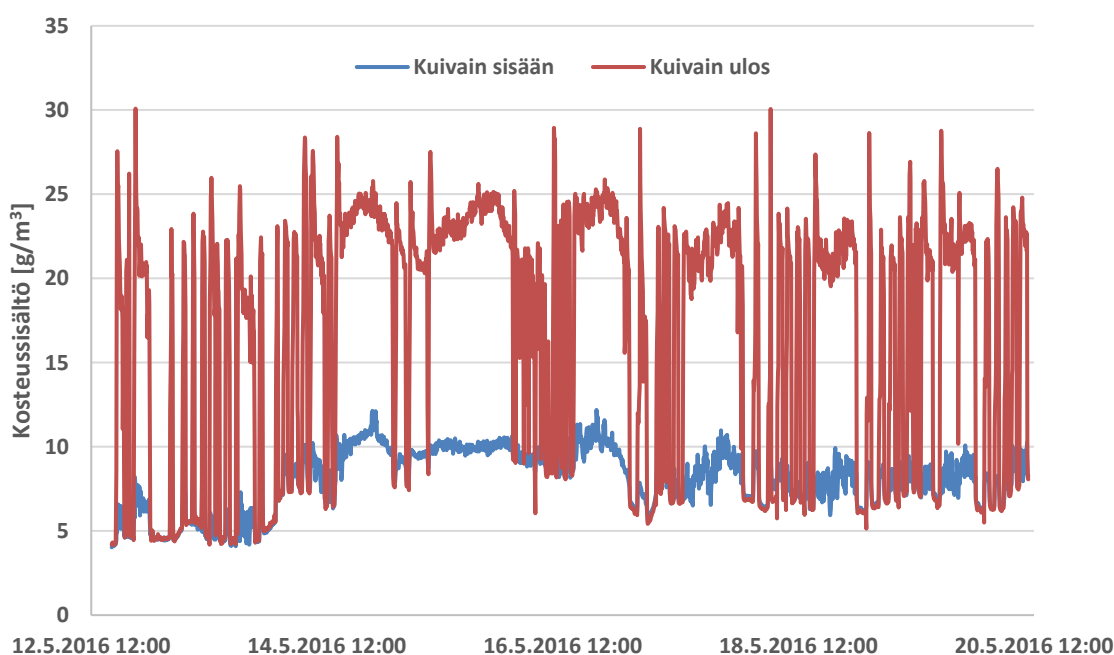
### 5.1.5.3 Kosteudenhallinta

Ylöjärven jäähalli on vertailun jäähalleista ainoa, jossa ilman kuivatus tapahtuu sorptiokuivaimella kondenssikuivaimen sijaan. Tämä tarjoaa hyvän mahdollisuuden vertailla kahden kuivatustekniikan toimintaa. Hallitilan ilman sisältämän absoluuttisen kosteuden määrä on esitetty kuvassa 105. Ilman kosteussisältö vaihteli enimmäkseen välillä 3...4,5 g/m<sup>3</sup>, ja sen keskiarvo oli 3,6 g/m<sup>3</sup>. Vastaaviin lukemiin ei kondenssikuivaimella voida edes teoriassa päästä. Kosteussisältö oli suurimmillaan iltaisin vuorojen ollessa päättymäisillään, ja laski yön aikana ollen pienimmillään aamuyöllä tai aamulla ennen vuorojen alkua. Yöajan lasku selittyy sillä, että kuivainta ohjataan perustuen suhteellisen kosteuden mittaukseen, jonka se yrittää pitää alle asetusarvonsa. Hallitilan lämpötila kuitenkin laskee yön aikana, jolloin saman suhteellisen kosteuden ylläpitoa varten on absoluuttisen kosteuden laskettava.

Sorptiokuivaimen toimintaperiaatteen mukaan hallitilan ilmasta poistettu kosteus sitoutuu sen regenerointi-ilmaan. Regenerointi-ilma on peräisin ulkoa, ja se myös ohjataan takaisin ulkoilmaan. Sorptiokuivaimen kuivauskapasiteettia voidaan arvioida vertaamalla poistopuolen regenerointi-ilman kosteuspitoisuutta ulkoilman, eli regenerointi-ilman tulopuolen kosteuspitoisuuteen. Nämä on esitetty kuvassa 106. Kuvasta huomataan, että kuivain ei ole ollut jatkuvasti käytössä. Kuivaimen ollessa pois päältä on regenerointi-ilmavirta pysähtynyt, ja tulo- ja poistopuolen kosteussisällöt ovat tasoittuneet samaan lukemaan. Kuivaimen käynnistyttyä nousee poistopuolen regenerointi-ilman kosteuspitoisuus nopeasti hyvin korkeaksi. Kuivaimen poisto- ja tuloilmojen kosteuspitoisuuden erotus on hallitilasta poistetun kosteuden määrä.



Kuva 105. Ylöjärven jäähallin rata-alueen ilmaan sitoutuneen kosteuden määrä.

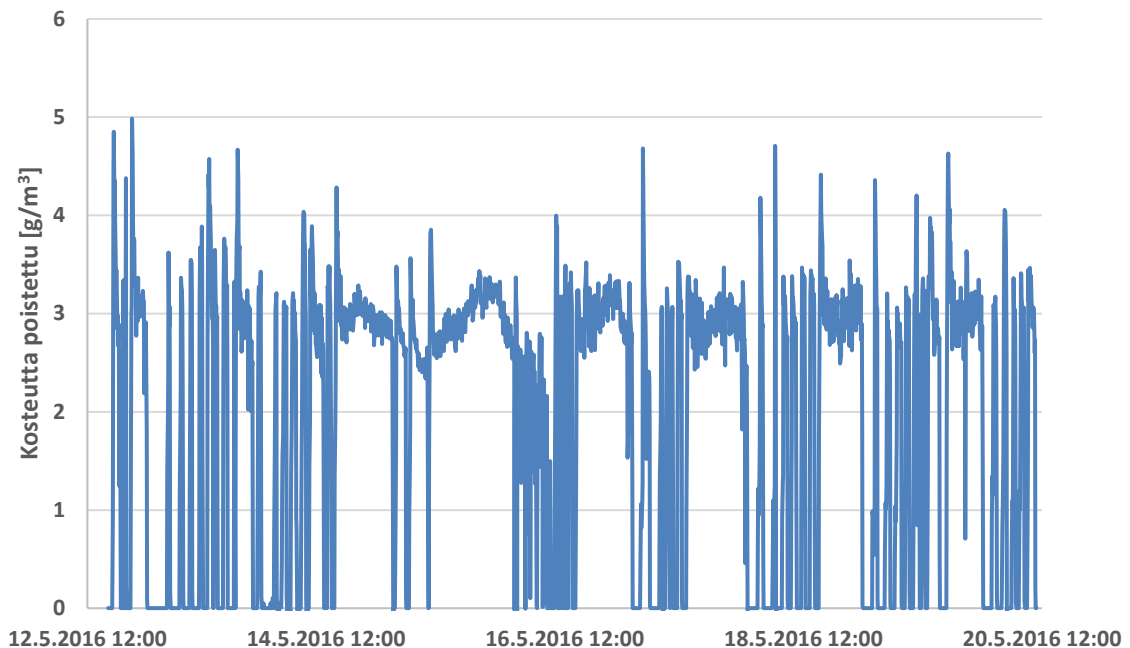


Kuva 106. Ylöjärven jäähallin sorptiokuivaimen regenerointi-ilman kosteussisältö tulo- ja poistopuolelta.

Munters MXT7500 –sorptiokuivaimen regenerointi-ilmavirraksi on tuoteselosteessa ilmoitettu  $1660 \text{ m}^3/\text{h}$  eli  $0,461 \text{ m}^3/\text{s}$ . Prosessointi-ilmavirta puolestaan on  $7500 \text{ m}^3/\text{s}$  eli  $2,083 \text{ m}^3/\text{s}$ . Tämä tarkoittaa, että jokaista regenerointi-ilman kuutiometriä kohden sitoutunut kosteusgramma on poistettu noin 4,5 kuutiometrillä hallitilan ilmaa. Huomioimalla kummatkin ilmavirrat saamme kondenssikuivainten tapauksissa käytettyyn tapaan sorptiokuivaimen kuivaustehon ilmaistuna yksikössä  $\text{g}/\text{m}^3$ , eli kuinka paljon kuivain poistaa kosteutta jokaisesta hallitilaan päästämästään kuutiometrillä ilmaa. Kuivaimen prosessointi-ilmastaan poistama



kosteussisältö on esitetty kuvassa 107. Koko jakson aikainen keskiarvo oli noin  $2,0 \text{ g/m}^3$ . Kun kuivain oli pidempiaikaisesti käytössä, tasoittui poistetun kosteuden määrä noin arvoon  $3 \text{ g/m}^3$ . Tämä on huomattavasti enemmän, kuin vertailun kondenssikuivainten tapauksessa.



Kuva 107. Ylöjärven jäähallin sorptiokuivaimen prosessointi-ilmastaan poistama kosteus.

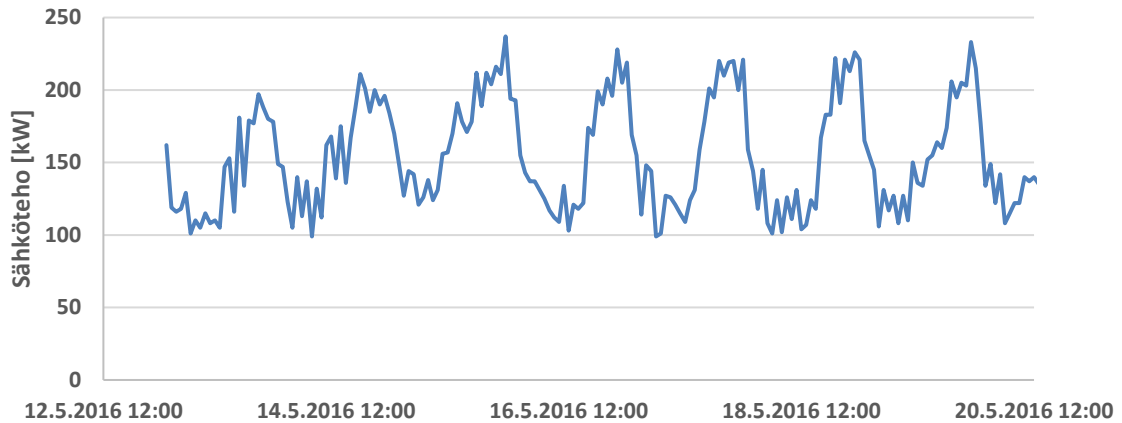
Ilmanvaihdosta erillisen sorptiokuivaimen tarkoituksena on poistaa hallitilaan ilmanvaihdon mukana ja käytön seurauksena päässyt kosteus. Ilmanvaihdon mukana hallitilaan pääsee jatkuvasti kosteutta raitisilmavirran ja ulkoilman kosteuden perusteella. Toisaalta ilmanvaihdon jäteilmän mukana myös poistuu kosteutta takaisin ulkoilmaan. Laskennallisen raitisilmavirran mukaan mittausjakson aikana ilmanvaihdon mukana hallitilaan pääsi keskimäärin  $8,85 \text{ g/s}$ . Olettamalla jäteilmavirran olleen sama kuin raitisilmavirta, pääsi sen mukana kosteutta takaisin ulkoilmaan keskimäärin  $4,80 \text{ g/s}$ , kun huomioidaan poistoilman mitattu lämpötila ja suhteellinen kosteus. Täten ilmanvaihdon toiminnan myötä hallitilan ilman kosteussisältö kasvoi mittausjakson aikana noin  $4,02 \text{ g/s}$ .

Sorptiokuivain asetettiin tarkastelua varten päällä olleeksi, kun sen regenerointi-ilman poistopuolen kosteuspitoisuus oli vähintään  $0,5 \text{ g/m}^3$  suurempi kuin tulopuolen. Tämän perusteella se oli käytössä noin 73 % mittausjakson ajasta, ja poisti päällä ollessaan hallitilasta kosteutta keskimäärin  $5,6 \text{ g/s}$ . Täten ilmanvaihdon ja sorptiokuivaimen yhteisvaikutuksesta hallitilassa vallitsi mittausjakson ajan hyvä kosteustasapaino, sillä niiden yhteenlaskettu koko mittausjakson aikainen hallitilaan kosteutta kerryttävä vaikutus oli  $-0,06 \text{ g/s}$ . Sorptiokuivain on ohjelmoitu ylläpitämään hallitilassa tiettyä suhteellista kosteutta, jolloin sen on poistettava hallitilasta sinne kertyvä ylimääräinen kosteus. Tässä mielessä laskentaa voidaan pitää onnistuneena, sillä se todistaa sorptiokuivaimen toimivan jo mittaustulostenkin avulla todetulla tavalla. Lisäksi tarkastelussa käytetyn raitisilmavirran laskentaa voidaan pitää onnistuneena.

#### 5.1.5.4 Energiamittaukset ja –laskelmat

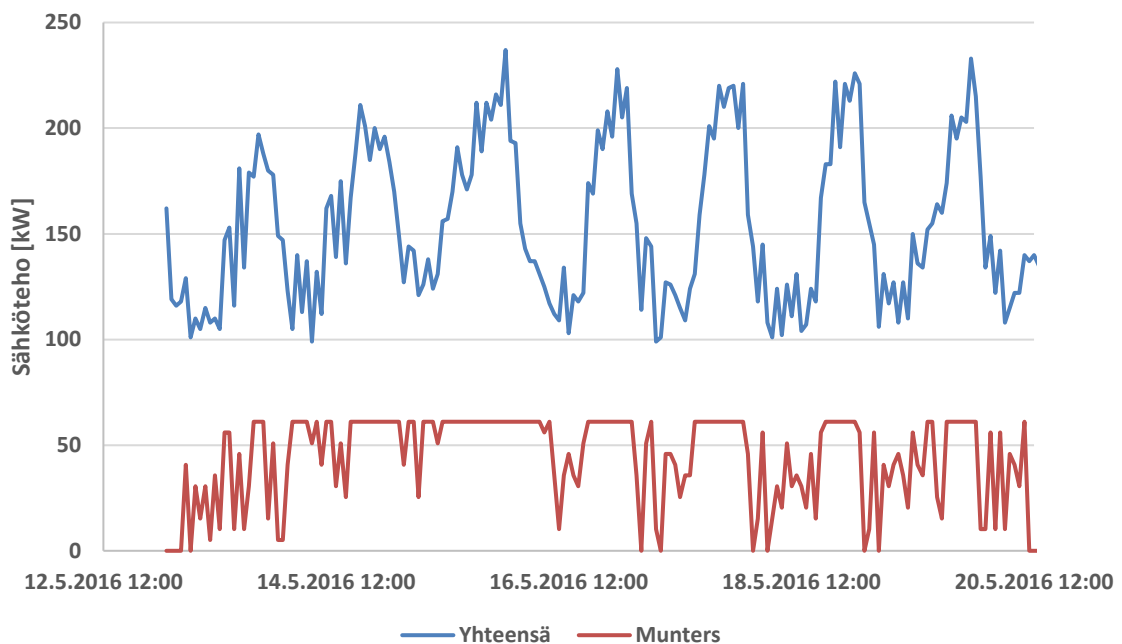
Ylöjärven jäähallin koko kiinteistön sähköteho mittausjakson ajalta on esitetty kuvassa 108. Yhteensä sähkönkulutus vuorokautta kohden oli keskimäärin noin  $3758 \text{ kWh}$ . Kulutus oli

suurimmillaan iltaisin vuorojen ollessa päättymäisillään, jolloin oletettavasti sekä kompressorit että sorptiokuivain olivat käytössä. Tämän jälkeen sähköteho lähti nopeaan laskuun ja saavutti alhaisimman arvonsa usein aamuyön tai aamun tunteina, mutta ajoittain myös vasta seuraavana päivänä noin klo 12. Sähköteho oli pienimmillään noin 100 kW ja suurimmillaan noin 230 kW.



Kuva 108. Ylöjärven jäähallin sähköteho mittausjakson ajalta.

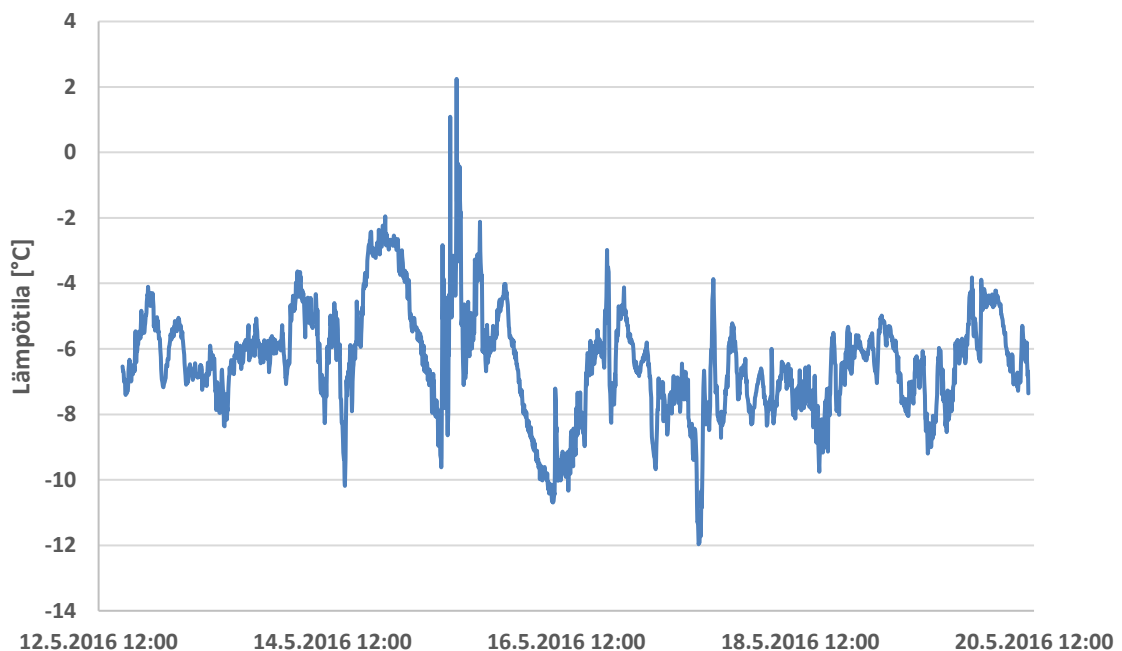
Munters-sorptiokuivaimen sähköteho on tuoteselosteen mukaan 61,08 kW. Se ei kuitenkaan ole jatkuvasti käytössä, vaan käynnistyy tarpeen mukaan. Mittausten perusteella voitiin päätellä, milloin kuivain oli käytössä ja milloin ei. Kuivaimen tunneittain laskettu keskiteho perustuen sen käyttöaikoihin on esitetty yhdessä koko jäähallin keskitehon kanssa kuvassa 109. Kuvasta huomataan, että koko jäähallin sähkötehon suurimmat arvot esiintyivät kuivaimen ollessa pidempiaikaisesti käytössä. Kokonaisuudessaan kuivaimen sähköteho edustaa suurta osaa koko jäähallin sähkötehosta. Vuorokausitasolla kuivan kulutti sähköenergiaa keskimäärin noin 1010 kW, ja sen osuus kokonaissähkönkulutuksesta oli noin 27 %.



Kuva 109. Ylöjärven jäähallin koko sähköteho ja Munters-sorptiokuivaimen laskettu tuntitason keskiteho.

Sorptio- ja kondenssikuivaimen energiatehokkuusvertailua varten voidaan selvittää, minkälainen jäähdytysteho tuloilman kuivatukseen olisi kondenssikuivaimen tapauksessa vaadittu Ylöjärven jäähallia vastaavien olosuhteiden ylläpitoon. Edellisessä luvussa laskettiin ilmanvaihdon ”kosteusnetto”, eli raitisilman mukana sisään ja jäteilman mukana ulos pääsevien absoluuttisten kosteuksien erotus. Näiden erotus on se kosteuden määrä, mikä tulisi kondenssikuivaimella poistaa. Tämän erotuksen todettiin myös olleen hyvin lähellä sorptiokuivaimen poistamaa kosteusmäärää.

Tuloilmaan jäljelle jäävän kosteuden perusteella voidaan laskea tämän kosteussisällön omaavan ilman kastepiste, eli lämpötila, jossa suhteellinen kosteus on 100 %. Tämä on se lämpötila, johon kondenssikuivaimen pitäisi jäähdyttää tuloilma, jotta hallitilan kosteusolosuhteet voitaisiin ylläpitää. Simuloidun kondenssikuivaimen jälkeinen lämpötila on esitetty kuvassa 110. Kuvasta huomataan, että lämpötila on käytännössä järjestään alle 0 °C mikä tarkoittaa, että tuloilmasta kondensoitunut vesi olisi jatkuvasti jäätymisvaarassa. Tämä havainnollistaa hyvin kondenssikuivaimen kuivatuskapasiteetin rajoitetta. Ylöjärven jäähallissa sorptiokuivaimella ylläpidettyjä kosteusolosuhteita ei voitaisi edes teoriassa ylläpitää kondenssikuivaimen avulla.

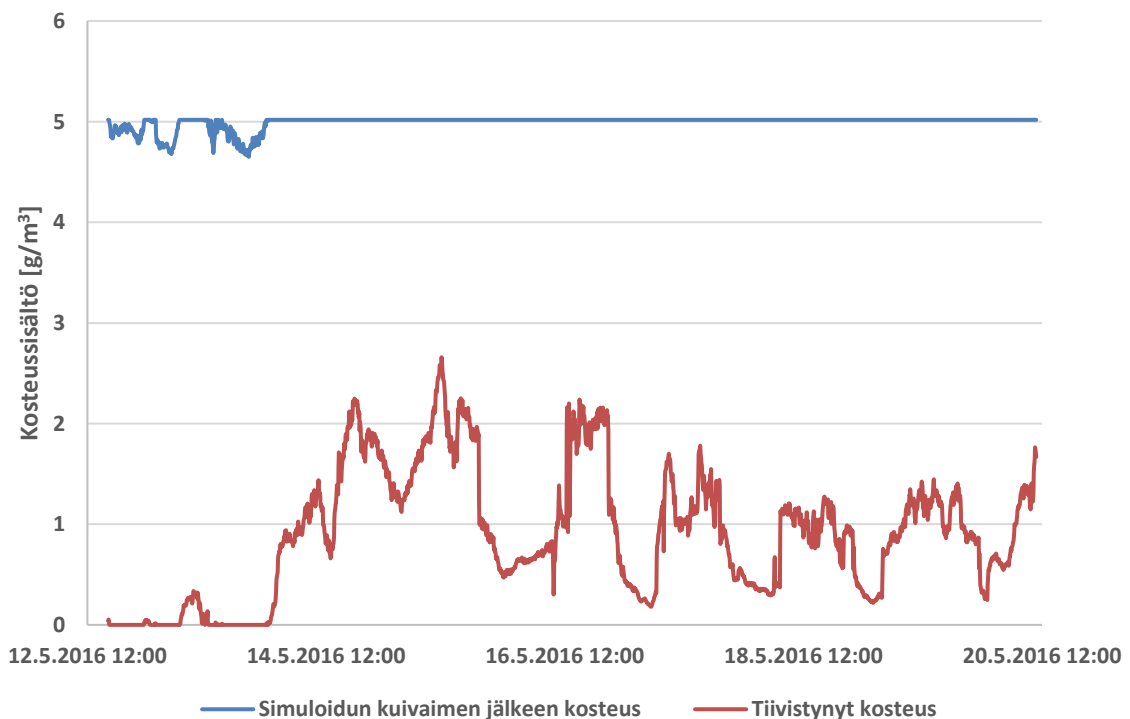


*Kuva 110. Ylöjärven jäähallin hallitilan kosteusolosuhteiden ylläpitoa varten vaadittu kondenssikuivaimen jälkeisen tuloilman lämpötila, jos käytössä olisi kondenssikuivaimen sorptiokuivaimen sijaan.*

Puhtaasti teoreettisen vertailun vuoksi voidaan laskea jäähdytysteho, joka vaadittaisiin tuloilman jäähdyttämiseen edellä esitettyyn lämpötilaan. Keskimäärin ilmaa olisi pitänyt jäähdyttää noin 64 kW:n teholla, kun lämpötilaero lasketaan mitatun tuloilman lämpötilan perusteella. Tämä vastaa kylmäkoneiston sähkötehona noin 32 kW, kun oletetaan kylmäkoneiston COP:in olevan kaksi. Sorptiokuivain on mittausjakson ajan toiminut keskimäärin noin 48 kW:n sähköteholla, eli puhtaasti teoreettisessa mielessä kondenssikuivain on energiatehokkaampi vaihtoehto.

Ylöjärven jäähallin hallitilan havaittiin mittausjakson aikana olleen kosteusolosuhteiltaan reilusti suosituksia paremmalla tasolla. Mikäli olosuhteet simuloidaan sellaisiksi, joita kondenssikuivaimen avulla voitaisiin ylläpitää, saadaan realistisempi vertailukohta sorptiokuivaimen sähkönkulutukselle. Simulointia varten hallitilan lämpötila asetettiin vakioarvoon 6 °C, ja poistoilma oikeiden mittaustulosten vertailun perusteella arvoon 8 °C. Tuloilman lämpötila muodostui kierto- ja raitisilman sekoituksesta. Sekoitussuhteen määritteli laskettu raitisilmavirta. Hallitilan suhteelliseksi kosteudeksi asetettiin 70 %, jonka perusteella laskettiin poistoilman absoluuttinen kosteus. Tuloilman absoluuttinen kosteus laskettiin sen lämpötilan tapaan kierto- ja raitisilman sekoituksena.

Simuloitu kondenssikuivain asetettiin jäähdyttämään tuloilma lämpötilaan 0 °C, mikäli sen absoluuttinen kosteus ylitti absoluuttisen kosteuden, jonka lämpötilaltaan 0 °C ja suhteelliselta kosteudeltaan 100 % ilma sisältää. Mikäli tuloilman kosteus oli valmiiksi riittävän alhainen, ohjattiin se kuivaimen ohi jäähdyttämättä. Simuloidun kondenssikuivaimen läpäisseen ja siihen tiivistyneen kosteuden määrät on esitetty kuvassa 111. Kuvasta huomataan, ettei kuivainta olisi voinut alun jälkeen ohittaa lainkaan. Lisäksi hetkelliset vaatimukset poistettavan kosteuden määrälle kasvavat korkeiksi. Simulaation keskimääräinen jäähdytysteho on kuitenkin enää noin 41 kW, eli sähkötehona noin 20,5 kW, kun kylmäkoneiston COP on kaksi. Tämän perusteella Ylöjärven jäähallissa olisi voitu ylläpitää hyväksyttävät kosteusolosuhteet noin 43 %:illa siitä sähkötehosta, jonka sorptiokuivain on mittausjakson aikana vaatinut. Poistoilman LTO:n esiviilentävän vaikutuksen huomioiminen pienentäisi jäähdytystarvetta entisestään. Toisaalta on myös muistettava, että hallitilan lämpötilan ja suhteellisen kosteuden nostaminen kasvattaisivat jäähän kohdistuvaa lämpökuormaa ja täten kylmäkoneiston sähkönkulutusta, ja että simuloidut olosuhteet olisivat pienentäneet myös sorptiokuivaimen sähkönkulutusta.



Kuva 111. Ylöjärven jäähallin simuloiduissa olosuhteissa kondenssikuivaimen poistama ja sen läpäissyt kosteus.

Sorptiokuivaimen tapauksessa energiatehokkuutta voidaan parantaa, jos osa sen vaatimasta lämpöenergiasta katetaan kylmäkoneiston lauhdelämmöllä. Keskimäärin mittausjakson aikana Ylöjärven sorptiokuivain on lämmittänyt sekä regenerointi- että prosessointi-ilmaa yhteensä noin 30,6 kW:n teholla. Tämä 30,6 kW:n keskimääräinen lämmitysteho on sorptiokuivaimen toimintaperiaatteen mukaan ohjattu regenerointi-ilmaan, joka puolestaan on luovuttanut osan lämpöenergiastaan prosessointi-ilmaan. Mikäli regenerointi-ilma esilämmitettäisiin lauhdelämmöllä 30 °C:seen, täytyisi sorptiokuivaimen lämmittää sitä enää noin 23,4 kW:n teholla. Olettamalla lineaarinen yhteys sähkö- ja lämmitystehojen välille, tarkoittaisi tämä noin 37 kW:n sähkötehoa 48 kW:n sijaan. Esilämmitys 50 °C:seen tiputtaisi vaaditun lämmitystehon arvoon 14,9 kW ja sähkötehon arvoon 23 kW.

Lauhdelämmön hyödyntämisen haasteena sorptiokuivaimen esilämmityksessä on sen matalalämpöisyys. Sellaisenaan lauhdelämmöllä voitaisiin esilämmittää sorptiokuivaimen regenerointi-ilma noin 30 °C:seen. Tätä korkeampiin lämpötiloihin esilämmittäminen vaatisi lämpöpumppujen ja lämmönvaihtajien hyödyntämistä lauhdekierrossa. Näiden avulla voitaisiin ylläpitää toissijaista, lämpimämpää lauhdekiertoa. Myös sorptiokuivaimen lämpimän ja kostean jäteilman lämpöenergia olisi LTO-laitteistolla hyödynnettävissä.

## 5.2 Tutkimuskohteiden vertailu

### 5.2.1 Yhteenveto kohteiden perus- ja energiankulutustiedoista

Yhteenveto tutkimuskohteiden perustiedoista on esitetty taulukossa 6. Taulukkoon on värjätty vihreällä pohjalla ne osiot kohteista, joissa kenttämittaukset toteutettiin.

*Taulukko 6. Tutkimuskohteiden perustietoja. Vihreällä pohjalla kohteiden osiot, joissa kenttämittaukset toteutettiin. Lähteinä hallihenkilökunnan haastattelut ja (VTT 2016).*

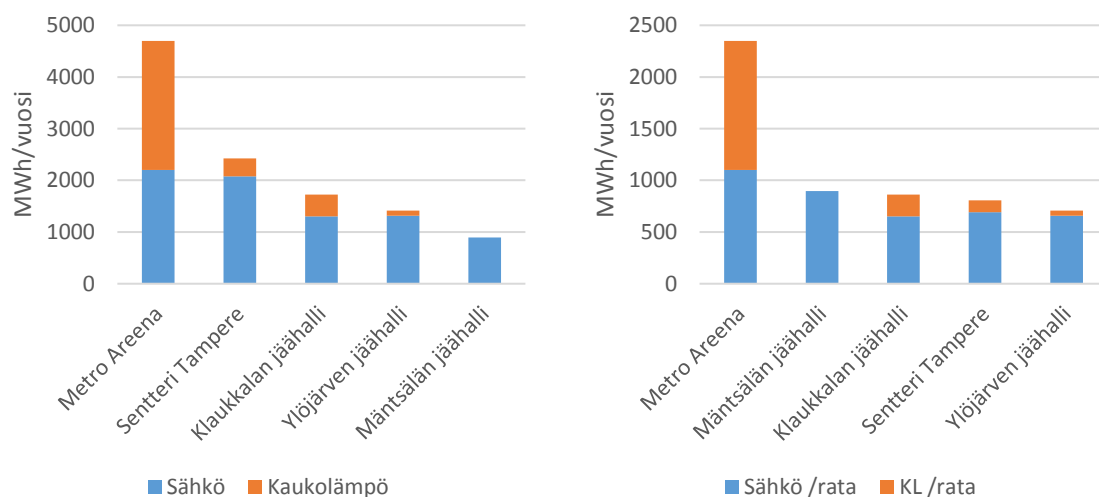
	Klaukkalan jäähalli		Mäntsälän jäähalli	Sentteri Tampere		Tapiolan Metro Areena		Ylöjärven jäähalli
	PKH	HH	PKH	HH	PKH	SH	PKH	PKH
Rakennettu	1989	2014	2003	1999	2011	1998	2015	1999
Peruskorjattu	2014	-	-	-	-	1999, 2015	-	-
Bruttopinta-ala [m²]	3350	1833	2868	5005	3762	22 551	n. 3000	4200
Bruttotilavuus [m³]	30 640	15 000	23 650	48 400	28 000	143 032	n. 25 000	35 000
Katsomopaikkoja	406	60	500	500	700	9043	750	500
Ratojen määrä	1	1	1	2	1	1	1	2
Kylmäkoneiden määrä	1	1	1	1		1		1
Kylmäkoneen kylmäteho [kW]	346	320	300	810		1024		400

Taulukkoon 7 on kerätty perustiedot mitatuista ilmanvaihtojärjestelmistä. Ylöjärven jäähallin tapauksessa maksimi-ilmavirrat ovat todellisuudessa suuremmat, mutta koneisto on käsin säädetty toimimaan taulukon mukaisilla arvoilla.

*Taulukko 7. Tutkimuskohteiden hallitilojen IV-koneiden perustietoja. Lähteinä vierailujen havainnot ja koneiden toimintaselostukset.*

	Klaukkalan harjoitusjäähalli	Mäntsälän jäähalli	Sentteri Tampere - laajennusosa	Tapiolan harjoitusjäähalli	Ylöjärven jäähalli
IV-ohjaus	automaattinen	automaattinen	automaattinen	automaattinen	manuaalinen
Tulopuhallin maksimi-ilmavirta [m <sup>3</sup> /s]	4	4	5	4,1	3
Poistopuhallin maksimi-ilmavirta [m <sup>3</sup> /s]	4	2	5	4,1	0
LTO-tyyppi	pyörivä	kääntöpelti	ristivirtaus	pyörivä	kääntöpelti
LTO kiertoilmatilassa?	kyllä	ei	kyllä	ei	ei
Ilmankuivaustapa	kondenssi	kondenssi	kondenssi	kondenssi	sorptio
Kuivaimen sijainti	IV-koneessa	IV-koneessa	IV-koneessa	IV-koneessa	hallissa
Lämmityspatterit	Lauhde, KL	Lauhde	Lauhde	Lauhde, KL	Lauhde

Kuvassa 112 on esitetty kohteiden energiankulutustiedot vuodelta 2015 sekä kokonaisuudessaan, että ratojen määrään suhteutettuina. Yhdessäkään useampiosaisista kohteista eivät yksittäisten osioiden kulutustiedot olleet tarkalleen tiedossa. Ratojen määrään suhteutetuista kulutustiedoista voidaan alustavasti huomata, että kaksiratainen jäähalli, jossa radat sijaitsevat yhdessä hallitilassa, ja joka toimii yhdellä kylmä- ja ilmanvaihtokoneistolla, on muita useampirataisia ratkaisuja energiatehokkaampi. Mäntsälän jäähalli, joka on kohteista eniten panostanut energiatehokkuuteen hyödyntämällä lauhdelämpöä kattavasti, jää ratakohtaisessa kulutusvertailussa kaikkien vastaavien useampirataisten, energiatehokkuusratkaisuiltaan yksinkertaisempien kohteiden taakse. Huomioitavaa on myös Metro Areenan suuri kaukolämmönkulutus siitä huolimatta, että kohteessa on vertailun suurin kylmäkoneisto, joka tarjoaa erinomaiset mahdollisuudet ostetun lämpöenergiankulutuksen pienentämiseen lauhdelämmön talteenoton muodossa.



*Kuva 112. Tutkimuskohteiden energiankulutustiedot vuodelta 2015 (Ylöjärven KL-kulutus ajalta elokuu 2015 – heinäkuu 2016) yhteensä (vasemmalla) ja per jäärata (oikealla). Kulutustiedot lähteestä (VTT 2016).*

## 5.2.2 Hallitilojen sisäilman laatu ja kosteusolosuhteet

Tutkimuskohteiden hallitilojen sisäilman laatuun liittyvien mittausten keskiarvot ja vaihteluvälit lämpötilan, suhteellisen kosteuden ja hiilidioksidipitoisuuden osalta on koottu taulukkoon 8. Suhteellinen kosteus on voimakkaasti riippuvainen lämpötilasta, joten näitä on tarkasteltava yhdessä eikä erikseen. Lämpötilan ohjearvo hallitilassa 1,5 metrin korkeudelta jääradan pinnasta on +2...+6 °C, ja suhteellinen kosteus ei saisi ylittää arvoa 70 %. Mikäli suhteellisen kosteuden vaatimus täyttyy, on alhaisempi lämpötila puhtaasti energiatehokkuuden kannalta korkeampaa lämpötilaa parempi vaihtoehto. Tässä mielessä tutkimuskohde voidaan sisäilman lämpötilan ja suhteellisen kosteuden keskiarvojen perusteella laittaa seuraavaan järjestykseen:

1. Ylöjärven jäähalli
2. Klaukkalan harjoitusjäähalli
3. Mäntsälän jäähalli & Sentteri Tampereen laajennusosa
4. Tapiolan harjoitusjäähalli

Ylöjärven jäähalli oli vertailun ainoana sorptiokuivaimella varustettuna jäähallina etenkin kosteusolosuhteiltaan omassa luokassaan, kun otetaan huomioon myös hyvin ohjearvojen puitteissa pysynyt sisäilman lämpötila. Klaukkalan harjoitusjäähallissa lämpötila oli käytännössä alin mahdollinen, jolla suhteellinen kosteus voidaan pitää alle 70 %:issa kondenssi-kuivaimen avulla. Sentteri Tampereen laajennusosan lämpötila oli liian alhainen kondenssi-kuivaimelle, mikä johti keskiarvoltaan liian suureen suhteelliseen kosteuteen. Mäntsälän jäähallissa puolestaan onnistuttiin juuri ja juuri ylläpitämään suhteellisen kosteuden keskiarvo suosituksen puitteissa, mutta tämä tehtiin hieman suositusta korkeammalla lämpötilalla. Tapiolan harjoitusjäähallissa olivat sekä lämpötila että suhteellinen kosteus suosituksia korkeampia.

*Taulukko 8. Tutkimuskohteiden sisäilmojen lämpötilojen, suhteellisten kosteuksien (RH) ja hiilidioksidipitoisuuksien (CO<sub>2</sub>) keskiarvot (ka) ja vaihteluvälit (alin ja ylin).*

	Lämpötila [°C]			RH [%]			CO <sub>2</sub> [ppm]		
	alin	ka	ylin	alin	ka	ylin	alin	ka	ylin
Klaukkala	2,6	5,0	7,6	56,1	65,4	78,9	532	771	1248
Mäntsälä	4,8	6,2	8,5	61,8	70,0	77,1	473	633	948
Tampere	2,1	3,5	5,4	65,1	74,1	83,1	371	706	1276
Tapiola	6,6	8,6	11,4	55,6	80,0	88,9	341	542	1213
Ylöjärvi	3,0	4,3	5,6	41,4	55,7	70,7	514	717	1176

Tuloksista voidaan tehdä seuraavat johtopäätökset:

1. Mikäli käytössä on sorptiokuivain, voidaan hallitilan lämpötila laskea niin alas, kuin käyttömukavuuden ylläpidon puitteissa on mahdollista. Kylmäkoneiston sähkönkulutuksessa ja hallitilan lämmityksessä saatavia säästöjä on kuitenkin verrattava sorptiokuivaimen kasvaneeseen sähkönkulutukseen.
2. Mikäli käytössä on kondenssiokuivain, ei hallitilan lämpötilan tulisi antaa laskea alle 5 °C:seen. Tämä on alhaisin lämpötila, jolla kondenssiokuivain voi ylläpitää alle 70 %:n suhteellista kosteutta. Toisaalta lämpötilan ei myöskään tulisi olla paljoka yli 5



°C, jotta lämmitysenergian tarve ja jäähän kohdistuva lämpökuorma saadaan minimoitua.

3. Kondenssikuivaimen tapauksessa on ilmanvaihto ehdottomasti varustettava hyvän hyötysuhteen poistoilman LTO:lla, ja se on sijoitettava poistoilmakanavaan ennen kiertoilmahaaraa. Tuloilmapuolella LTO:n tulisi olla ensimmäinen lämmityspatteri kuivaimen jälkeen. Vertailun kummassakin hallissa, joissa tämä vaatimus ei täytynyt (Mäntsälä ja Tapiola), oli enemmän tai vähemmän hankaluuksia hallitilan suhteellisen kosteuden hallinnassa. Toisaalta poistoilmaa viilennettäessä on huomioitava kosteuden tiivistymisen mahdollisuus ja sen vaikutus LTO-laitteen valintaan. Myös kosteuden siirtymisen mahdollisuus ilmapirrosta toiseen on huomioitava.

Hiilidioksidipitoisuuden suhteen ei yhdessäkään tutkimuskohteista ollut suurempia ongelmia. Koko jakson keskiarvot olivat kaikilla hyväksyttävällä tasolla, joskin on hyvä muistaa, etteivät ne edusta jääradan käytön aikaisia keskiarvoja. Sallitun pitoisuuden maksimiarvona pidetään arvoa 1200 ppm. Tämä ylitettiin hetkellisesti kolmessa kohteessa, koska ilmanvaihtoja ajettiin kiertoilmakäytöllä riittävän raitisilmavirran hyödyntämisen sijaan.

Kiertoilmakäyttö on jäähallien tapauksessa ilmanvaihtoratkaisuista yleensä taloudellisin, sillä hallitila voidaan eristää olosuhteiltaan usein merkittävästi hallitilasta poikkeavasta ulkoilmasta. Ilmaa ei kuitenkaan voida kierrättää riippumatta hallitilan hiilidioksidipitoisuudesta, eikä 1200 ppm:n ylityksiä tulisi sallia. Raitisilmapelti voitaisiin ohjelmoida avautumaan asteittain hallitilan pitoisuuden ylittäessä esimerkiksi 1000 ppm. Pelti voisi avautua esimerkiksi 20 %:n askelissa 50 ppm:n välein siten, että se avautuisi täysin hallitilan pitoisuuden ylittäessä 1200 ppm. Vastaavasti pelti voisi sulkeutua asteittain pitoisuuden laskiessa siten, että se olisi jälleen täysin suljettuna kun pitoisuus laskee alle 950 ppm:ään.

### 5.2.3 Ilmanvaihdon ja kosteudenhallinnan energiatehokkuus

Mittausjaksojen aikaiset keskiarvot ilmanvaihtokoneistojen tuloilmojen ilmapirroille, lämpötilavaihteluille ja näiden vaatimille jäähdytys- ja lämmitystehoille on esitetty taulukossa 9. Ylöjärven jäähalli jouduttiin jättämään puuttuneiden mittaustietojen takia vertailun ulkopuolelle. Taulukon tehovaatimukset ovat hyvin toisiinsa vertailukelpoisia, sillä kohteiden hallitilat muistuttavat mitoiltaan ja käyttötarkoituksiltaan toisiaan. Energiategokkuuden näkökulmasta mitä pienempi tuloilmavirta on, sitä pienempi on myös liikuteltava ilmamäärä ja täten sen liikuttamiseen, jäähdyttämiseen ja lämmittämiseen vaadittavat energiamäärät. Ilmanvaihdon energiatehokkuuteen vaikuttaa merkittävästi myös, miten tehokkaasti poistoilman sisältämä lämpöenergia onnistutaan siirtämään tuloilmaan. Tällöin ilmanvaihtoon sen ulkopuolelta syötettävän lämpö- ja jäähallien tapauksessa myös jäähdytysenergian määrä pienenee.

Kohteiden ilmanvaihtojen keskinäisessä vertailussa tulee huomioida sekä tuloilman ilmapirta että ilmanvaihtoon syötetyn jäähdytys- ja lämpöenergian määrä. Ilmanvaihdot voidaan pisteyttää esimerkiksi laskemalla jäähdytys- ja lämmitystehot yhteen. Tuloilmavirta vaikuttaa myös ilmanvaihdon energiatehokkuuteen, mutta se on sisällytetty jo jäähdytys- ja lämmitystehtojen laskentaan. LTO:n lämmitysteho jätetään laskuissa huomioimatta, sillä sen lämpöenergia on peräisin ilmanvaihdon sisältä. Kohteet saadaan seuraavaan järjestykseen:

1. Klaukkalan harjoitusjäähalli
2. Sentteri Tampereen laajennusosa
3. Mäntsälän jäähalli
4. Tapiolan harjoitusjäähalli

*Taulukko 9. Tutkimuskohteiden ilmanvaihtokoneistojen tuloilmapuolen keskimääräiset ilmavirrat (q), lämpötilamuutokset (dT) sekä jäähdytys- ja lämmitystehot. \*Lämmitetyn tuloilman osuus perustuu mitattuun laitapuhalluksen ilmavirtaan. \*\*Lauhteella lämmitetyn tuloilman osuudeksi oletettu 50 % koko ilmavirrasta. \*\*\*Tuloilmavirta arvioitu perustuen muihin mittauksiin.*

	Tuloilma	Kondenssi- kuivain		LTO		Lauhdepatteri		Kaukolämpöpatter- teri	
	q [m <sup>3</sup> /s]	dT [°C]	Teho [kW]	dT [°C]	Teho [kW]	dT [°C]	Teho [kW]	dT [°C]	Teho [kW]
Klaukkala	2,46	-3,77	14,07	6,40	22,93	9,19	30,08	0,89	2,71
Mäntsälä*	2,39	-8,03	15,29	0,00	-	20,29	48,81	-	-
Tampere**	4,23	-4,63	27,15	4,61	24,58	9,90	26,48	-	-
Tapiola***	2,66	-7,49	36,98	0,00	-	10,43	48,72	8,82	26,71

Klaukkalan harjoitusjäähallissa on onnistuttu ylläpitämään hallitilan olosuhteet kohtuullisella tuloilmavirralla. Erinomaisella hyötysuhteella toiminut poistoilman LTO on toisaalta pienentänyt kondenssikuivaimen jäähdytystehovaatimusta merkittävästi, mutta myös lämmittänyt tuloilmaa kuivaimen jälkeen tehokkaasti. Tästä syystä lauhde- ja kaukolämpöpatterien lämmitystehot ovat jääneet maltillisiksi. Sentteri Tampereen laajennusosan ilmanvaihto toimii käytännössä kuten Klaukkalassa, mutta sen tuloilmavirta on hallitilan korkean suhteellisen kosteuden takia ollut suuri. Tämän, ja Klaukkalaa heikomman poistoilman LTO:n hyötysuhteen johdosta on jäähdytystehontarve ollut suurempi. Lämmitystehontarve oli Klaukkalaa vastaava, koska vain osa tuloilmasta lämmitettiin.

Mäntsälän jäähallissa oli vertailun alhaisin tuloilmavirta, mutta poistoilman LTO:n puuttuminen hankaloitti jäähdytyspatterin toimintaa ja kasvatti lämmitystehontarvetta. Huomioitavaa on myös, miten Klaukkalaa vastaavalla tuloilmavirralla ja jäähdytysteholla saatiin aikaan huomattavasti suurempi muutos tuloilman lämpötilassa. Tämä johtuu siitä, että jäähdytystehoa ei hyödynnetty kosteuden tiivistämiseen. Tapiolan harjoitushallin ilmanvaihto toimi kuten Mäntsälässä, mutta lauhdelämpöpatterin jälkeen tuloilmaa lämmitettiin edelleen merkittävästi kaukolämpöpatterissa.

Tuloksista voidaan tehdä seuraavat johtopäätökset:

1. Poistoilman LTO:n sijoittaminen siten, että sitä voidaan hyödyntää myös kiertoilmakäytöllä, ja sen hyötysuhde vaikuttavat merkittävästi ilmanvaihdon jäähdytys- ja lämmitysenergiatarpeisiin.
2. Virheelliset ilmanvaihdon asetusravot esimerkiksi liian alhaisen suhteellisen kosteuden vaatimuksena voivat aiheuttaa suuren keskimääräisen tuloilmavirran. Suuri ilmavirta kasvattaa lämmitys- ja jäähdytysenergiatarpeita, mutta myös puhaltimien sähkönkulutusta.
3. Jäähallien ilmalämmitys voidaan toteuttaa täysin lauhdelämmöllä, mikäli järjestelmä on muuten esimerkiksi poistoilman LTO:n suhteen järkevästi suunniteltu. Virheellinen suunnittelu voi johtaa suuriin kaukolämmön kulutuslukemiin.

Kosteudenhallinnan energiatehokkuuden näkökulmasta kahden käytössä olleen ilman kuivatuslaitteiston keskinäistä vertailua on hankala suorittaa. Kondenssikuivaimen vaatima sähköteho riippuu sille saapuvan ilman entalpiasta, johon vaikuttavat sekä ilman lämpötila, että sen kosteuspitoisuus. Kuivaimelle saapuvan ilman entalpia puolestaan riippuu ensisijaisesti poistoilman lämpötilasta ja kosteussisällöstä, käytetyn poistoilman LTO-laitteen tyypistä ja sen hyötysuhteesta.

Energiatehokkuudeltaan paremman kuivatustavan selvittämiseksi voidaan tässä tapauksessa ainoastaan verrata tehtyjä havaintoja. Kondenssikuivaimella varustetuista kohteista Klaukkalan harjoitusjäähallin kondenssikuivain vaati pienimmän, 7,04 kW:n keskimääräisen sähkötehon, kun kylmäkoneiston COP:iksi arvioidaan kaksi. Ylöjärven sorptiokuivain vaati toimiakseen keskimäärin noin 47,6 kW:n sähkötehon, mutta ylläpiti Klaukkalan hallitilaa tilavuudeltaan kaksinkertaisessa tilassa selvästi Klaukkalaa kuivemmat olosuhteet. Voidaan olettaa, että tilavuuden puoliintuessa puoliintuisi myös sorptiokuivaimen sähköteho, mutta toisistaan poikkeavien olosuhteiden vaikutusta on hankalampi arvioida. Sorptiokuivaimen toimintaa tulisi tutkia, kun se on säädetty ylläpitämään olosuhteet, joita voitaisiin ylläpitää myös kondenssikuivaimella. Sorptiokuivaimen energiatehokkuutta voitaisiin Ylöjärven jäähallin asennusperiaatteeseen nähden parantaa regenerointi-ilman esilämmityksellä lauhdelämmöllä ja mahdollisesti myös poistettavan regenerointi-ilman LTO:lla.

#### 5.2.4 Hallitilojen ilmanjaon toimivuus ja ilmalämmityksen tehokkuus

Taulukossa 10 on esitelty tutkimuskohteiden lopullisen tuloilman, poistoilman, rata-alueen ja katsomon lämpötilojen keskiarvot. Ylöjärven jäähalli jouduttiin puutteellisten mittauksien takia jättämään vertailun ulkopuolelle. Mitä pienempi on tuloilman ja rata-alueen lämpötilojen erotus, sitä tehokkaammin ilmanvaihdossa tuloilmaan sitoutunut lämpöenergia hyödynnetään sen pääasialliseen tarkoitukseen, eli rata-alueen lämpöolosuhteiden ylläpitoon. Toisaalta myös mitä pienempi on poistoilman ja rata-alueen lämpötilojen erotus, sitä vähemmän hyödyntämättä jäänyttä lämpöenergiaa kulkeutuu takaisin ilmanvaihtoon. Laskemalla nämä erotukset yhteen, voimme asettaa vertailun hallit ilmanjaon tehokkuuden perusteella järjestykseen. Analyysin tulokset rata-alueelta ja katsomosta suoritettuna on esitetty taulukossa 11.

*Taulukko 10. Neljän tutkimuskohteen tulo- ja poistoilmojen sekä rata-alueen ja katsomon keskimääräiset lämpötilat. \*Tuloilman lämpötila on kahden eri lämpöisen tuloilman niiden ilmavirroilla painotettu keskiarvo.*

Kohde	Tuloilma [°C]	Poistoilma [°C]	Rata-alue [°C]	Katsomo [°C]
Klaukkala	18,85	9,50	4,95	-
Mäntsälä*	19,23	11,43	6,27	10,97
Tampere*	10,48	9,14	3,46	8,56
Tapiola	27,00	14,49	8,59	13,50

*Taulukko 11. Tutkimuskohteet järjestettynä ilmanjaon tehokkuusanalyysin perusteella.*

		Yhteenlaskettu lämpötilaerotus [°C]	
		Rata-alue	Katsomo
1.	Sentteri Tampereen laajennusosa	12,7	2,5
2.	Mäntsälän jäähalli	18,1	8,7
3.	Klaukkalan harjoitusjäähalli	18,5	-
4.	Tapiolan harjoitusjäähalli	24,3	14,5

Sentteri Tampereen laajennusosan tapauksessa tuloksiin tulee suhtautua varauksella, sillä jälkilämmitetyn tuloilman osuutta koko tuloilmavirrasta ei voitu selvittää. Arvioimalla osuudeksi 50 % koko tuloilmavirrasta, oli tuloilman lämpötila keskimäärin 10,48 °C. Todennäköisesti lämpötila on keskimäärin ollut tätä korkeampi.

Mäntsälän jäähallissa ja Klaukkalan harjoitusjäähallissa tuloilmaputket osoittavat noin 45°:n kulmassa alaspäin, jolloin suurempi osa tuloilman sisältämästä lämpöenergiasta päätyy rata-alueelle. Tämä näkyy myös tulo- ja poistoilmojen lämpötilojen samankaltaisuutena suhteessa rata-alueen lämpötilaa. Tapiolan harjoitushallissa tuloilmaputket ovat vaakatasossa katon rajassa. Ilmanjako on tehokkuudeltaan vertailun heikoin, sillä muita kohteita lämpimämpi rata-alue ei riitä oikeuttamaan lämpötilaltaan todella korkeaa tuloilmaa. Myös korkeahko poistoilman lämpötila kertoo ilman heikosta sekoittuvuudesta hallitilassa. Vaakatasossa hallitilaan katon rajassa puhallettavasta tuloilman lämpöenergiasta vai pieni osa päätyy rata-alueelle.

Mitä heikompi ilmanjaon tehokkuus on, sitä enemmän tuloilmaa täytyy lämmittää tietyn lämpötilan saavuttamiseksi rata-alueella tai katsomossa. Ero esimerkiksi Klaukkalan ja Tapiolan harjoitusjäähallien tuloilmojen lämpötiloissa on koko ilmanvaihdon energiatehokkuuden kannalta merkittävä. Hallitilat eivät tilavuudeltaan tai käyttötarkoitukseltaan juurikaan poikkea toisistaan, mutta pääasiallisesti heikomman ilmanjaon takia täytyy Tapiolan harjoitusjäähallin ilmanvaihdon lämmittää tuloilma jatkuvasti yli 8 °C lämpimämmäksi, kuin Klaukkalan harjoitusjäähallin tuloilma.

### **5.3 Merkittävimmät havaitut ongelmat, niiden seuraukset ja kehitysehdotukset**

#### **5.3.1 Klaukkalan harjoitusjäähalli**

Klaukkalan harjoitusjäähallissa merkittävimmät havaitut ongelmat liittyivät säätöjärjestelmien reaktioherkkyyteen ja portaattomien säätöaskelten puuttumiseen. Tuloilmavirta vaihteli käytännössä ainoastaan minimin ja maksimin välillä. Tämä johti epätasaisiin lämpötilan ja suhteellisen kosteuden olosuhteisiin hallitilassa, sekä mahdollisesti keskiarvoltaan turhan korkeaan tuloilmavirtaan. Epätasainen tuloilmavirta aiheutti myös suuret hetkellisen tuloilman jäähdytys- ja lämmitystehontarpeet. Keskiarvoltaan turhan suuri tuloilmavirta aiheutti ylimääräistä tulopuhaltimen sähkönkulutusta, sekä ylimääräistä tuloilmaan kohdistunutta jäähdytys- ja lämmitysenergiankulutusta. Ongelma voitaisiin korjata siten, että puhallinte-honsäätö ohjelmoitaisiin tapahtumaan pienemmissä, portaattomammissa askelissa.

Lopullisen tuloilman lämpötila vaihteli jatkuvasti välillä 13...27 °C, ja sen keskiarvo oli yli sille annetun asetusarvon. Vaihtelu johtui lauhde- ja kaukolämpöpatterien venttiilien ohjauksesta, minkä johdosta patterit toimivat huonosti kokonaisuutena, ja lauhde- ja kaukolämpöä kulutetaan turhaan. Ongelma voitaisiin korjata ohjaamalla lauhdelämpöpatterin venttiili avautumaan pienemmissä askelissa nykyisen täyden avautumisen sijaan. Lisäksi kaukolämpöpatterin venttiili tulisi avata ainoastaan, jos lauhdeventtiili on 100 %:sesti auki ja tuloilman lämpötila edelleen liian alhainen.

Ohjausjärjestelmien optimoinnin lisäksi Klaukkalan harjoitusjäähallissa voitaisiin saada aikaan huomattavat säästöt kaukolämmönkulutuksessa, jos lauhdekiertoon lisättäisiin lauhdelämmön varastointimahdollisuus esimerkiksi lämminvesivaraajan muodossa.

### 5.3.2 Mäntsälän jäähalli

Mäntsälän jäähallissa merkittävimmät havaitut ongelmat liittyivät ilmanvaihdon kondenssikuivaimen toimintaan. Kondenssikuivaimen läpäisi liikaa kosteutta, koska tuloilma ohjattiin jatkuvasti sen ohi kondenssiveden jäätymisvaaran seurauksena. Hallitilaan pääsevän kosteus määrän takia oli sen lämpötilaa pidettävä melko korkeana, jottei suhteellinen kosteus noussut yli sen asetusarvon. Tämä johti suureen jäähän kohdistuvaan lämpökuormaan, mikä puolestaan aiheutti kylmäkoneistolle suuren sähkötehovaatimuksen. Ongelma voitaisiin korjata säätämällä kuivaimelle tulevan kylmäliuoksen lämpötilaa siten, ettei tuloilman lämpötila kuivaimen jälkeen pääse laskemaan alle 0 °C:seen, eikä kuivainta täten täytyisi ohittaa yhtä useasti. Kuivaimen jälkeisen tuloilman kosteussisältö tasoittuisi alhaisempaan lukemaan, jolloin myös hallitilan lämpötilaa voitaisiin laskea.

Lisäksi Mäntsälän ilmanvaihdon lämmitys- ja jäähdytystehontarpeita voitaisiin merkittävästi pienentää sijoittamalla järjestelmään poistoilman LTO-laite, jota voidaan hyödyntää myös kiertoilmatilassa. Samalla kosteudenhallinta helpottuisi kuivaimen kohdistuvan pienemmän jäähdytystehontarpeen ansiosta.

### 5.3.3 Sentteri Tampere

Sentteri Tampereen laajennusosan merkittävimmät havaitut ongelmat liittyivät rata-alueen liian kylmään lämpötilaan ja sen seurauksiin. Kylmän lämpötilan myötä myös rata-alueen ilman suhteellinen kosteus pääsi nousemaan turhan korkeaksi. Ilmanvaihdon automatiikka ohjasi tuloilmavirran hallitilan suhteellisen kosteuden perusteella sen maksimiarvoon, mutta kondenssikuivaimen teknisen rajoitteen takia suhteellista kosteutta ei saatu alenemaan. Suhteellinen kosteus saataisiin laskuun, jos rata-alueen ilman lämpötilaa nostettaisiin. Tämä ei kuitenkaan onnistunut, sillä

- hallitilan ilmanjakoperiaatteen mukaan rata-alueen tuloilmavirtaa ei lämmitetä LTO-patterin jälkeen ollenkaan, ja
- suhteellisen kosteuden perusteella korkeaksi ohjattu tuloilmavirta vaati lämmitykseen suuren lämmitystehon, jota lauhdepatteri ei pystynyt tarjoamaan.

Ongelmien ketju ruokkii itse itseään, sillä mitä korkeampi suhteellinen kosteus hallitilassa on, sitä suurempana automatiikka pitää tuloilmavirtaa, mikä puolestaan lämmitystehon pysyessä vakiona laskee lopullisen tuloilman lämpötilaa, mikä puolestaan kondenssikuivaimen kuivatuskapasiteetin pysyessä vakiona nostaa sen suhteellista kosteutta. Tuloilmavirran pysyessä jatkuvasti korkeana ovat myös sen jäähdytykseen ja lämmitykseen vaadittavat tehontarpeet jatkuvasti korkeat, kuin myös tulo- ja poistopuhaltimien sähkönkulutus.

Ongelma on mahdollista korjata nykyisellä laitteistolla ainoastaan nostamalla rata-alueen lämpötilaa noin 5 °C:seen, jolloin kondenssikuivaimen on mahdollista ylläpitää alle 70 % suhteellista kosteutta. Tätä varten on jälkilämmitetyn tuloilmavirran osuutta nostettava, ja mahdollisesti pyrittävä pienentämään tuloilmavirtaa, jotta sen lämpötila saadaan nousuun. On kuitenkin epävarmaa, onko nykyisellä tuloilman jakoperiaatteella mahdollista nostaa rata-alueen lämpötilaa lainkaan. Toinen vaihtoehto on erillisen sorptiokuivaimen asennus, jolloin rata-alueen lämpötila voidaan pitää ennallaan.

Rata-alueen lämpötilan ja suhteellisen kosteuden ongelmien lisäksi Sentteri Tampereen laajennusosan hallitilassa mitattiin hieman sallittuja korkeampia hiilidioksidipitoisuuksia.

Tämä voitaisiin korjata ohjelmoimalla raitisilmapelti avautumaan herkemmin. Myös kylmäkoneiston tuottaman lauhdelämmön tehokkaamman hyödyntämisen todettiin mahdollistavan huomattavan säästöt kaukolämmönkulutuksessa.

#### **5.3.4 Tapiolan harjoitusjäähalli**

Tapiolan harjoitusjäähallin merkittävimmät havaitut ongelmat liittyivät hallitilan suhteelliseen kosteuteen, joka oli suosituksia korkeammalla tasolla huolimatta hallitilan suosituksia korkeammasta lämpötilasta. Lisäksi lämpötilan ylläpitoon jouduttiin tehokkuudeltaan heikon ilmanjaon takia käyttämään suuria määriä lämpöenergiaa, josta merkittävä osuus oli ostettua lämpöenergiaa kaukolämmön muodossa. Hallitilan korkea lämpötila ja kosteuspitoisuus olivat ongelmina toisiaan ruokkivia. Korkean kosteuspitoisuuden takia oli hallitilan lämpötila pidettävä korkeana, jotta suhteellinen kosteus olisi jossain määrin hyväksyttävällä tasolla. Toisaalta korkea hallitilan lämpötila johti korkeaan poistoilman lämpötilaan, mikä puolestaan järjestelmän toimiessa kiertoilmatilassa aiheutti tuloilmapuolella kondenssikuivaimelle suuren jäähdytystehontarpeen. Kuivain ei pystynyt jäähdyttämään tuloilmaa riittävän alhaiseen lämpötilaan, jotta siitä olisi tiivistynyt riittävästi kosteutta. Kuivaimen jälkeen tuloilma jouduttiin ilmanjaon tehottomuuden seurauksena lämmittämään korkeaan lämpötilaan, jotta rata-alueen suhteellinen kosteus olisi hyväksyttävä.

Ongelmaa ei voida ratkaista ohjausjärjestelmää optimoimalla, sillä kondenssikuivain toimii jo nyt jäähdytyskapasiteettinsa rajoissa. Ratkaisuksi voidaan ehdottaa seuraavia korjaustoimenpiteitä:

- poistoilman LTO-patterin sijoittaminen poistoilmakanavaan ennen kiertoilmahaaraa, ja tuloilmakanavaan ensimmäiseksi lämmityspatteriksi kondenssikuivaimen jälkeen, sekä
- hallitilan tuloilmaputkien asennus vaakatason sijaan siten, että ne osoittavat noin 45°:n kulmassa alaspäin ja kohti katsomoa.

Korjaustoimenpiteistä ensimmäinen pienentäisi merkittävästi kondenssikuivaimen kohdistuvaa jäähdytystehontarvetta, jolloin kuivain voisi helposti jäähdyttää tuloilman lämpötilaan 0 °C ja täten kuivattaa sen nykyistä tehokkaammin. LTO myös pienentäisi tuloilmaan kuivaimen jälkeen kohdistuvaa lämmitystehontarvetta. Korjaustoimenpiteistä toinen puolestaan parantaisi ilmanjaon tehokkuutta ja täten pienentäisi tuloilman lämmitystehontarvetta entisestään. Huomioiden lisäksi parantuneen kosteudenhallinnan seurauksena mahdollisuus hallitilan lämpötilan laskuun, olisivat saavutettavat säästöt ilmanvaihdon lämmitysenergiankulutuksessa huomattavat.

Yleisesti ottaen voisi koko Metro Areenan jääurheilukeskus, johon Tapiolan harjoitusjäähalli kuuluu, saavuttaa merkittävät säästöt lämmitysenergiankulutuksessa hyödyntämällä tehokkaan kylmäkoneiston tuottamaa lauhdelämpöä paremmin. Laskennallisesti mahdolliset säästöt kaukolämmönkulutuksessa vuositasolla ovat konservatiivisestikin arvioiden enimmillään jopa 2000 MWh.

#### **5.3.5 Ylöjärven jäähalli**

Ylöjärven jäähallissa merkittävimmät havaitut ongelmat liittyivät raitisilmavirran ohjaukseen, joka ilmeisesti sorptiokuivaimen asennuksen seurauksena on ohjelmoitu toimimaan

päinvastoin varsinaiseen tarkoitukseensa nähden. Järjestelmä tulisi ohjelmoida uudelleen siten, että raitisilmapelti olisi hallitilan pienillä hiilidioksidipitoisuuksilla kiinni, ja avautuisi kun pitoisuus olisi riittävästi nousussa.

Toisaalta koko sorptiokuivaimen ja alkuperäisen ilmanvaihdon yhteistoimintaa voisi miettiä uudelleen. Sorptiokuivain sekä kuivaa että lämmittää käsittelemänsä ilmapirran, jolloin ilmanvaihdon tehtäväksi jää ainoastaan tarvittaessa raitisilman toimittaminen hallitilaan. Energiatohokkuuden näkökulmasta olisi mielenkiintoista selvittää, riittääkö sorptiokuivaimen lämmittävä vaikutus hallitilan lämpötilan ylläpitoon, jos ilmanvaihto on ohjelmoitu käynnistymään ainoastaan korkean hiilidioksidipitoisuuden seurauksena.

Lisäksi Ylöjärven sorptiokuivaimen energiatohokkuutta voitaisiin kehittää esilämmittämällä sen regenerointi-ilma lauhdelämmöllä, ja ottamalla poistettavasta regenerointi-ilmasta lämpöenergiaa talteen. Mikäli ilmanvaihto uusittaisiin kokonaan, voitaisiin toimivalla, oikein mitoitettulla kondenssikuivaimella varustetulla ilmanvaihtolaitteistolla ylläpitää hallitilassa hyväksyttävät olosuhteet merkittävästi nykyistä sorptiokuivaimen sähkötehoa pienemmällä sähköteholla.



## 6 Seurantamenetelmä

### 6.1 Seurantamenetelmän tavoite

Jäähallin olosuhteiden, teknisten järjestelmien toiminnan ja energiatehokkuuden seurantamenetelmällä tarkoitetaan tässä yhteydessä jäähallien toiminnan erityispiirteet huomioivaa mittaus-, laskenta- ja raportointiohjeistusta. Esiteltävän seurantamenetelmän perusteella voidaan kehittää älykäs rakennusautomaatiojärjestelmä, joka voidaan asentaa uusiin jäähalleihin, tai peruskorjauksen yhteydessä ottaa käyttöön myös olemassa olevissa jäähalleissa. Vaadittavien mittauspisteiden määrän takia seurantamenetelmän implementointi olemassa olevaan jäähalliin muuten kuin peruskorjauksen yhteydessä ei todennäköisesti ole kannattavaa.

Seurantamenetelmän tarkoituksena on havainnollistaa, miten jäähalli teknisenä kokonaisuutena toimii. Seurantamenetelmä hyödyntää jäähallissa suoritettavia mittauksia hallitilan olosuhteiden, sekä ilmanvaihdon ja kylmäkoneiston toiminnan seurantaan, ja tekee mittausten perusteella laskelmia esimerkiksi ilmanvaihdon yksittäisten komponenttien energiankulutuksen suhteen. Seurantamenetelmä raportoi mittaus- ja laskentatulokset ymmärrettävässä muodossa ja informoi käyttäjää mahdollisista vikatilanteista tai kehitysmahdollisuuksista.

Seurantamenetelmä eroaa tavallisesta rakennusautomaatiojärjestelmästä siten, että siihen syötetään tutkimuskohteissa havaittujen ongelmien perusteella ehtoja, joiden on täyttyttävä. Järjestelmä ikään kuin koulutetaan toimimaan optimaalisesti jäähalliolosuhteissa. Ongelma perinteisissä rakennusautomaatiojärjestelmissä jäähallien tapauksessa on, että vaikka mittauksia tehdään suuri määrä, ei järjestelmä itsessään osaa tulkita tai hyödyntää mittauksia mitenkään. Toki olemassa oleviin järjestelmiin voidaan asettaa hälytysarvoja kullekin mittaukselle, mutta ei voida olettaa, että jäähallityöntekijät osaisivat asettaa jokaiselle mittaukselle hälytysarvon ilman ammattilaisen apua. Siksi järjestelmästä itsessään on tehtävä älykkäämpi, ja se on optimoitava toimimaan nimenomaan jäähallikontekstissa.

Lisäksi seurantamenetelmän tehtävänä on seurata jäähallin kuluttaman ja tuottaman energian määrää sekä yleisemmällä tasolla, että osatekijöittäin. Energiamuodoista sähköenergia, kaukolämpö ja lauhdelämpö erotetaan toisistaan, ja kaikkia seurataan itsenäisesti. Sähkönkulutuksen suhteen seurataan sen jakautumista seuraaviin osatekijöihin:

- kylmäkoneiston kompressorit
- kylmäkoneiston oheislaitteet
- ilmanvaihto (puhaltimet ja oheislaitteet yhteensä)
- ilman kuivatus
- hallitilan valaistus
- jäähallin lämmityksen lataus
- muu kulutus.

Kauko- ja/tai lauhdelämmönkulutuksen seurattavat osatekijät ovat:

- hallitilan ilmanvaihdon lämmitys
- muiden tilojen lämmitys
- lämpimän käyttöveden lämmitys
- jäähallin lämmityksen lämmitys

- routasuojan lämmitys
- muu kulutus.

Lauhdelämmön tapauksessa lauhdepuhaltimilla tapahtuva lauhdelämmönkulutus merkitään kategoriaan ”hyödyntämätön lauhdelämpö”. Lauhdelämmön, tai muiden lämpöenergiaa tuottavien järjestelmien tapauksessa seurataan kulutuksen lisäksi myös tuotetun energian määrää. Vastaavasti sähköenergian tapauksessa, mikäli jäähalli tuottaa itse osan vaatimastaan sähköenergiasta, seurataan tuotetun sähköenergian määrää.

Seurantamenetelmän mittauksia voidaan myös hyödyntää tavanomaisen rakennusautomaatiojärjestelmän tavoin laitteistojen ohjaukseen. Ohjausperiaatteiden tulee aina pyrkiä optimaaliseen energiatehokkuuteen.

## **6.2 Suoritettavat mittaukset ja niistä tehtävät laskelmat**

### **6.2.1 Hallitilan ilmanvaihto**

Ilmanvaihdon toiminnan kattavaa seurantaa varten on ilman tilaa mitattava kaikista vaiheista, joissa siinä oletettavasti on voinut tapahtua muutosta. Ilman lämpötila ja suhteellinen kosteus on täten mitattava seuraavista paikoista:

- raitisilma
  - mittauspisteen on sijaittava raitisilmapellin ulkopuolella esimerkiksi raitisilmakammiossa
- tuloilman kaikista vaiheista, eli
  - kiertoilman yhtymisen jälkeen
  - kondenssikuivaimen jälkeen
  - LTO-patterin jälkeen
  - kaikkien lisälämmityspatterien jälkeen
- hallitila
  - mittauspisteitä tulisi sijoittaa useammalle korkeustasolle
  - yhden mittauspisteen tulee sijaita 1,5 metrin korkeudella jääradan pinnasta
- poistoilman eri vaiheista, eli
  - ennen LTO-patteria
  - LTO-patterin jälkeen
- jäteilma
  - mikäli käytössä on jäteilmaa hyödyntävä ilmalämpöpumppu, mitataan jäteilman lämpötila sitä ennen ja sen jälkeen

Ilman lämpötilan ja suhteellisen kosteuden lisäksi oleellinen ilman tilasta kertova suure on sen hiilidioksidipitoisuus. Hiilidioksidipitoisuutta tulee mitata ulkoilmasta, hallitilasta sekä tulo- ja poistoilmoista. Hallitilaan ja poistoilmakanavaan tulee myös sijoittaa häkäanturit häätötilanteiden varalta.

Jotta ilmanvaihdossa tapahtuvien ilman lämpötilan muutosten tehovaatimukset saadaan laskettua, tulee liikuteltavan ilman määrä tiedostaa. Tätä varten on seurattava ilmanvaihdon tilavuusvirtoja. Ilman tilavuusvirta voidaan määrittää tulo- ja poistoilmasta mittaamalla tulo- ja poistopuhaltimen yli vaikuttavia paine-eroja. Lisäksi on tärkeää tietää tuloilman jakosuhte, mikäli käytössä on järjestelmä, jossa tuloilma jakautuu lämpötilaltaan kahteen tai useampaan erilliseen osaan.

Järjestelmässä on myös jatkuvasti seurattava kaikkien sulkupeltien asentoja. Kaikista järjestelmistä löytyvät raitis-, jäte- ja kiertoilmapelti. Lisäksi käytössä voi olla jakautuvan tuloilman tapauksessa jakosuhteesta vastuussa oleva sulkupelti. Sulkupeltien asentoja voidaan verrata niiden päästämään ilmamäärään ja täten tehostaa järjestelmän ohjausta.

Ilmanvaihdon energiateknisen toiminnan seuraamiseksi on ensiarvoisen tärkeää mitata järjestelmän sähkönkulutusta laitekohtaisella tarkkuudella. Tämä tarkoittaa, että ainakin tulo- ja poistopuhaltimet tulee erikseen alamittaroida sen lisäksi, että koko ilmanvaihtokoneiston kokonaissähkönkulutus on tiedossa.

Suoritettujen mittausten avulla voidaan ilmanvaihtojärjestelmästä suorittaa seuraavat laskutoimitukset:

- ilman absoluuttinen kosteus ja entalpia kaikissa ilmanvaihdon vaiheissa ja hallitilassa
  - absoluuttisen kosteuden seurannan avulla voidaan havaita, tapahtuuko ilmanvaihdossa tai hallitilassa kosteuden tiivistymistä
  - ilman entalpiamuutoksia hyödynnetään ilmanvaihdon lämmitys- ja jäähdytystehojen laskennassa
- jokaisen lämpötilamuutoksesta vastuussa olevan erillislaitteen (lämmitys- ja jäähdytyspatterit, LTO) hetkellinen jäähdytys- tai lämmitysteho
  - laskettujen tehojen perusteella voidaan halutulta ajanjaksolta esittää ilmanvaihdon jäähdytys- ja lämmitysenergiankulutus komponenttikohtaisesti
- LTO:n hyötysuhde
- raitis-, jäte-, ja kiertoilmojen tilavuusvirrat
  - ilmavirtojen laskennassa hyödynnetään mitattuja tulo- ja poistoilmojen tilavuusvirtoja ja hiilidioksidipitoisuuksia
- jäteilman lämpöhäviö

Laskelmat voidaan suorittaa yhtälöillä, jotka on esitetty tämän diplomityön luvussa 3.3. Kaikkia suoritettavia mittauksia ja niiden perusteella tehtyjä laskelmia tulee voida tarkastella hetkellisinä arvoina, sekä asetetun tarkasteluvälin keskiarvoina. Mikäli arvoja tarkastellaan tietyn jakson ajalta, on hyvä ilmoittaa myös kunkin arvon vaihteluväli kyseiseltä ajalta. Tällöin voidaan havaita järjestelmän ohjaukseen liittyviä ongelmia, jotka ilmenevät esimerkiksi lämpötilan turhana epätasaisuutena.

### 6.2.2 Kylmäkoneisto

Kylmäkoneiston energiateknisen seurannan lähtökohtana on, että sen kylmä- ja lauhdeliuosten virtaamia voidaan mitata. Liuosten virtaamat ovat verrannollisia ilmanvaihdon ilmavirtojen tilavuusvirtoihin. Mikäli virtaamia ei tiedosteta, ei kylmäkoneiston energiatehokkuuteen liittyvää seurantaa voida luotettavasti tehdä.

Kylmäkoneistoon liittyen tulisi mitata seuraavia asioita:

- yksittäisten komponenttien sähkönkulutukset
  - ainakin yksittäiset kompressorit tulee erikseen alamittaroida sen lisäksi, että koko kylmäkoneiston yhteenlaskettua sähkönkulutusta seurataan
  - lisäksi mahdollisuuksien mukaan on hyvä alamittaroida myös liuospumput ja lauhdepuhaltimet

- kylmä- ja lauhdeliuosten lämpötilat kiertojen kaikissa vaiheissa
  - kylmäliuoksen lämpötila on tiedostettava ainakin kierron meno- ja paluuvaiheissa, sekä ennen ja jälkeen kierron yksittäisten komponenttien, joita ovat yleensä jäärata ja ilmanvaihdon kondenssikuivain
  - lauhdeliuoksen lämpötilaa tulisi mitata meno- ja paluuvaiheissa, sekä ennen ja jälkeen yksittäisten lauhdekierron vaiheiden, jotka ovat hyvin kohdekoh-  
taisia
- kylmä- ja lauhdeliuosten virtaamat

Mittausten perusteella voidaan suorittaa seuraavat laskutoimitukset:

- tuotetun jäähdytys- ja lauhde-energian määrä liuosten virtaamien ja meno- ja paluu-  
lämpötilojen perusteella
- yksittäisten kiertojen varrella olevien komponenttien jäähdytys- tai lauhde-energian-  
kulutukset
- kylmäkoneiston COP mitatun kompressorien sähkötehon ja lasketun jäähdytysener-  
giantuoton perusteella

Laskelmissa voidaan soveltaa luvun 3.3 ilmanvaihdon toiminnan seurantaan tarkoitettuja yhtälöitä muuttamalla materiaali-kohtaiset vakiot, kuten tilavuus ja ominaislämpökapasi-  
teetti, vastaamaan käytettyjen liuosten ominaisuuksia.

Etenkin kylmäkoneiston COP:in selvittäminen ja sen seuraaminen on tärkeää, sillä sen vai-  
kutukset koko jäähallin kokonaisenergiankulutukseen on merkittävä. Mikäli liuosten virtaamia  
ei voida mitata, tulee jään alle asentaa lämpövirtalevy, jonka mittauksen perusteella voidaan  
kylmäkoneiston COP arvioida. Tässä on kuitenkin huomioitava, että jään lämpötilan tulisi  
olla mittausvälin aluksi ja lopuksi sama, jotta jäähän sitoutunut kylmäkoneiston tuottama  
jäähdytysenergia ei vääristä tuloksia.

Jos liuosvirtaamien mittaaminen osoittautuu mahdottomaksi, voidaan liuosten energiahäviöt  
selvittää liuoskiertojen varrella olevien komponenttien jäähdytys- tai lämmitystehojen  
avulla. Esimerkiksi kylmäliuoskierron olevan kondenssikuivaimen laskennallinen jäähdy-  
tysteho voidaan sitoa kuivaimen vaikutuksesta liuoksessa tapahtuvaan lämpötilamuutok-  
seen. Tällöin myös rata-alueen vaikutuksesta kylmäliuoksessa tapahtuva lämpötilamuutos  
voidaan sitoa jäähdytystehoon, joka vastaa jäähän kohdistuvaa lämpökuormaa. Vastaavasti  
voidaan toimia myös lauhdekierron tapauksessa. Mikäli kierron varrella on esimerkiksi il-  
manvaihdon lämmityspatteri, jonka lämmitysteho on tiedossa, voidaan lämmityspatterin vai-  
kutuksesta tapahtunut lauhdekierron lämpötilamuutos sitoa lämmityspatterin lämmityste-  
hoon.

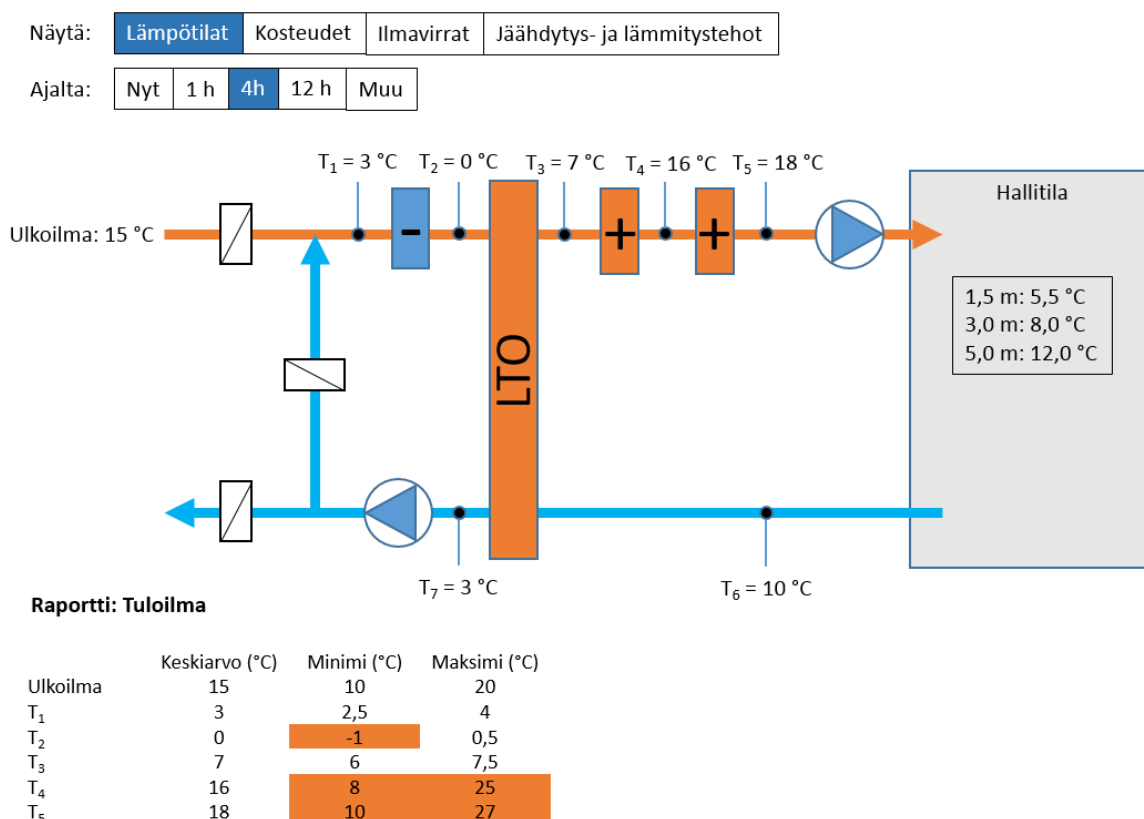
### 6.2.3 Muut mittaukset

Ilmanvaihdon ja kylmäkoneiston mittausten lisäksi tulee jäähallin hallitilan täydellisen ener-  
giateknisen seurannan toteuttamiseksi mitata myös valaistuksen, mahdollisen sorptiokuivai-  
men sekä mahdollisen sähkökäyttöisen jäänhoitokoneen latauksen sähkönkulutus. Myös ve-  
denkulutus on olennainen osa jäähallin energiatehokkuutta. Täten vedenkulutusta tulee mi-  
tata kokonaisuudessaan, mutta lisäksi jäänhoitoveden määrä ja lämpötila on hyvä tiedostaa.  
Jäänhoitovesi edustaa suurta osaa koko jäähallin vedenkulutuksesta, ja sen tiedostaminen  
erikseen mahdollistaa säästöpotentiaalin havaitsemisen.

## 6.3 Mittaustulosten raportointi ja teknisten järjestelmien automatisointi

### 6.3.1 Raportointi

Seurantamenetelmän mukaan tehdyt mittaukset ja laskennalliset tulokset tulee esittää pelkkien numeroiden sijaan sopivasti ryhmiteltyinä ja visualisointia apua käyttäen, jotta jäähal- lityöntekijät voivat niitä paremmin ymmärtää ja tulkita. Esimerkki ilmanvaihdon mittausten raportointimahdollisuudesta on esitetty kuvassa 113. Esimerkissä käyttäjä on suoritettavista mittaauksista valinnut tarkasteltavaksi ilman lämpötilat viimeisen neljän tunnin ajalta. Järjes- telmä näyttää lämpötilojen keskiarvot ilmanvaihdon kaaviossa ja tulostaa kuvan alle rapor- tin, jossa mukana ovat myös lämpötilojen vaihteluvälit. Raportissa järjestelmä värjää ongel- miin viittaavat lämpötilat ja antaa käyttäjälle niistä lisätietoa. Esimerkissä kondenssikuivai- men jälkeinen lämpötila on alimmillaan ollut alle 0 °C, mikä viittaa mahdolliseen kondens- siveden jäätymiseen. Lisäksi kummankin lämmityspatterin jälkeisen lämpötilan vaihteluväli on ollut liian suuri.



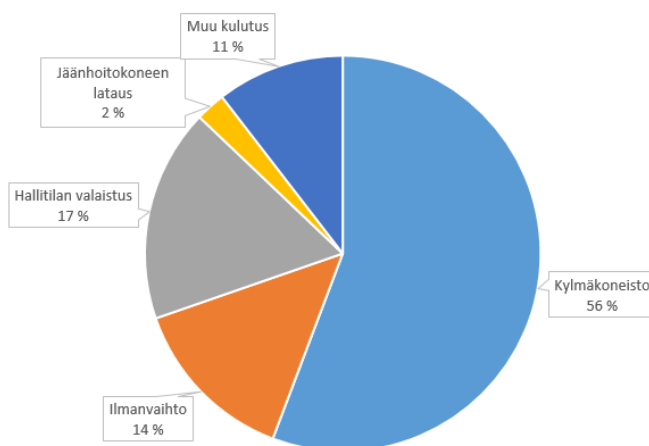
Kuva 113. Esimerkki seurantamenetelmän ilmanvaihtoon liittyvien mittausten raportointi- mahdollisuudesta. Kuvan arvot ovat kuvitteellisia.

Vastaavasti voidaan ilmaista myös kylmäkoneistosta suoritettavat mittaukset kylmä- ja lauh- dekiertojen kaaviokuvien yhteydessä. Energiankulutuksen seurannassa käyttäjä voi valita, haluaako tarkastella koko jäähallin kulutusta valitsemaltaan ajanjaksolta ja valitsemallaan energiamuodolla, tai vaihtoehtoisesti perehtyä yksittäisten laitteiden energiankulutuksiin tar- kemmin. Mahdollinen toteutusmuoto on esitetty kuvassa 114.

Näytä: Koko jäähalli Kylmäkoneisto Ilmanvaihto Muut

Ajalta: 1 h 4 h 24 h 7 d 30 d Muu

Energiamuoto: Sähkö Lämpö Vesi



Kulutus yhteensä: 2870 kWh

Kuva 114. Esimerkki seurantamenetelmän mukaisten energiankulutusten raportointimahdollisuudesta. Lukemat ovat kuvitteellisia.

### 6.3.2 Ilmanvaihdon automatisointi

Ilmanvaihdon tapauksessa keskeisessä roolissa on hallitilassa tarkoituksenmukaisten olosuhteiden ylläpito, eikä olosuhteiden kustannuksella voida tehdä energiankulutuksen pienentämiseen tähtääviä toimenpiteitä. Tarkoituksenmukaisilla olosuhteilla tarkoitetaan ensisijaisesti mukavuustekijöille asetettujen vaatimusten täyttämistä siten, että olosuhteiden ylläpitoon käytetään mahdollisimman vähän energiaa. Mukavuustekijät ovat subjektiivisia, eikä esimerkiksi 15 °C:n lämpötilan ylläpito harjoitusjäähallin rata-alueella ole käyttäjien toiveista huolimatta perusteltua.

Optimaalinen lämpötila riippuu käytössä olevasta tuloilman kuivaustekniikasta. Mikäli kuivaus tapahtuu yksinomaan kondenssikuivaimella, ehdotetaan rata-alueen ilman lämpötilan sallituksi vaihteluväliksi 5...6 °C. Tätä alhaisemmat lämpötilat johtavat liian suuriin suhteellisiin kosteuksiin. Toisaalta tätä korkeammilla lämpötiloilla kasvatetaan turhaan jäähän kohdistuvaa lämpökuormaa. Sorptiokuivaimen tapauksessa myös alhaisempi rata-alueen ilman lämpötila voidaan sallia, koska kuivauskapasiteetti ei ole kondenssikuivaimen tapaan yhtä rajoitettu. Esimerkiksi lämpötilaltaan 2 °C ja suhteelliselta kosteudeltaan 50 %:inen ilma on energiasisällöltään eli entalpiaaltaan noin 50 % alhaisempi, kuin lämpötilaltaan 5 °C ja suhteelliselta kosteudeltaan 70 %:inen ilma. Täten myös jäähän kohdistuva lämpökuorma on merkittävästi pienempi.

Riippumatta asetetusta lämpötilasta tai ilman kuivaustavasta, tulee ilman suhteellinen kosteus pitää mahdollisimman alhaisena. Suhteellisen kosteuden asetusarvo voidaan automatisoida lämpötilan asetusarvoon perustuvaksi. Rata-alueen ilman lämpötilan ja suhteellisen kosteuden mittaukset toimivat asetusarvoina koko ilmanvaihtojärjestelmälle. Järjestelmä tulee ohjelmoida siten, että se pyrkii ylläpitämään rata-alueen asetusarvot vähimmäisenergiämäärällä. Yksittäisten komponenttien asetusarvojen säätöön käyttäjän puolesta ei tulisi olla

tarvetta lainkaan, vaan järjestelmän tulisi toimia yhtenä älykkäänä kokonaisuutena, joka huomioi kaikkien komponenttien keskinäiset vaikutussuhteet.

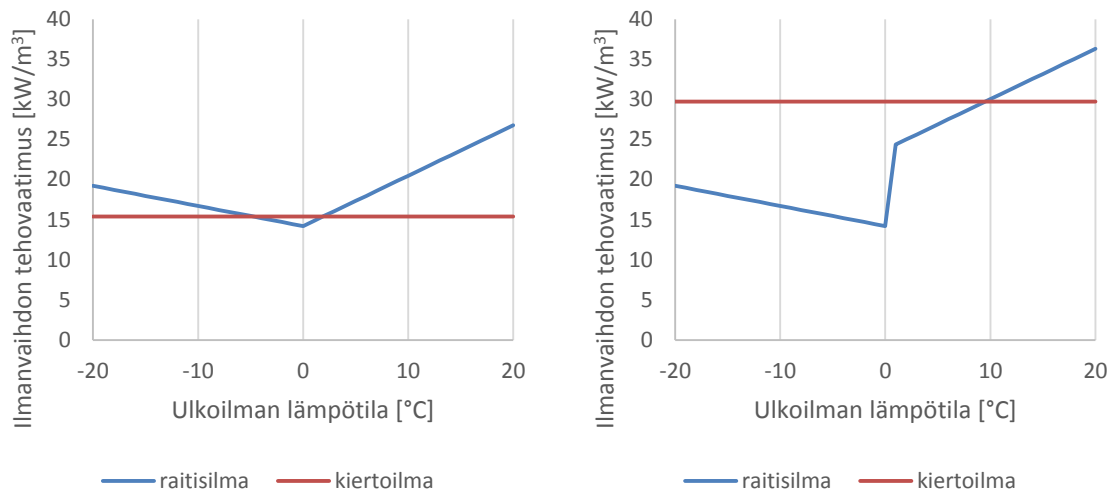
Yksi merkittävimpiä hallitilan ilmanvaihdon energiatehokkuuteen vaikuttavia asioita on kierto- ja raitisilmavirtojen säätely. Hiilidioksidipitoisuuden nouseminen hallitilassa on yksiselitteinen syy huuhdella hallitilan ilmaa raitisilmalla, mutta usein normaalikäyttöasteella ilmanvaihtoa ohjaavana mittauksena toimii hallitilan kosteuspitoisuus. Puhtaasti energiatehokkuuden näkökulmasta päätös siitä, ajetaanko ilmanvaihtoa kierto- vai raitisilmatilassa, on monimutkainen usean muuttujan kysymys. Tuloilmakanavassa kulutetaan sähköenergiaa ilman kuivatukseen ja lämpöenergiaa sen lämmitykseen. Kuivatuksen kuluttama sähköenergia riippuu jäähdytystehontarpeesta, johon puolestaan vaikuttaa sekä ilman lämpötila, että sen kosteuspitoisuus. Lämpöenergiankulutus on verrannollinen ilman lämpötilamuutokseen.

Asiaa hankaloittaa lisäksi, etteivät energiamuodot välttämättä ole samanarvoisia. Lämmitys voi tapahtua suureksi osaksi LTO- ja lauhdepattereissa, jolloin siihen ei kulu ostettua lämpöenergiaa. Toisaalta jäähdytys vaatii aina sähköenergiaa, jota harvoin tuotetaan omavaraisesti. Raitisilmapelti voidaan lisäksi avata vain osittain. Onko esimerkiksi energiatehokkaampaa kuivattaa tuloilma sekoittamalla siihen hyvin kylmää ulkoilmaa, jonka lämpötila on  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , jolloin jäähdytyksen vaatima sähköenergia säästetään, mutta lämmitykseen kuluvan energian määrä kasvaa? Kannattaisiko tuloilman olla täysin kyseistä hyvin kuivaa raitisilmaa, jolloin hallitilan alhaisen kosteuspitoisuuden takia myös jäähän kohdistuva lämpökuorma pienenisi? Kesäaikaan ulkoilman ollessa hallitilan lämpötiloille liian kosteaa on kiertoilma yksiselitteisesti paras ratkaisu, mutta ulkoilman lämpötilan laskiessa hallitilan tasolle muodostuu kierto- ja raitisilmojen suhteen hallinnoinnista monimutkainen optimointiprosessi, joka on jokaisen järjestelmän tapauksessa oman laisensa.

Raitisilmaohjausta voidaan yksinkertaistaa ohjelmoimalla se pelkästään lämpötilaperusteiseksi. Käytännössä tällöin tehdään virheellinen oletus, että jäähdytystehontarve riippuu ainoastaan lämpötilasta, mutta ohjausperiaatteista voidaan tehdä paremmin yleispäteviä. Kiertoilmatilassa kondenssikuivain jäähdyttää ilman siitä lämpötilasta, missä se on poistoilman LTO:n jälkeen, lämpötilaan  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Raitisilmatilassa ulkoilma jäähdytetään, mikäli sen lämpötila on yli  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Näillä parametreilla laskettu ilmanvaihdon tehovaatimus suhteessa ulkoilman lämpötilaan raitis- ja kiertoilmatilassa on esitetty kuvassa 115 vasemmalla. Tulo- ja poistoilmojen lämpötilat, LTO:n hyötysuhde ja kylmäkoneiston COP perustuvat Klaukalan harjoitushallissa tehtyihin mittauksiin. Kuvasta huomataan, että raitisilman käyttö tässä tapauksessa on kannattavaa ainoastaan, kun ulkoilman lämpötila on välillä  $-3\dots+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Kuvassa 115 oikealla on esitetty samoilla arvoilla laskettu tilanne, kun poistoilman LTO ei ole käytettävissä kiertoilmatilassa. Kuvasta huomataan, että tämän kaltaisen järjestelyn tapauksessa raitisilman käyttö on kannattavaa aina, kun ulkoilman lämpötila on poistoilman lämpötilaa alhaisempi. Yksinkertaistamalla raitisilmaohjaus lämpötilaperusteiseksi voidaan sen energiatehokkuutta kehittää melko yksinkertaisin toimenpitein.





Kuva 115. Ilmanvaihdon tehovaatimus (jäähdytyksen sähköteho ja ilman lämmitysteho yhteensä) suhteessa ulkoilman lämpötilaan, kun LTO on käytössä kiertoilmatilassa (vasen kuva), ja kun LTO on käytössä vain raitisilmatilassa (oikea kuva).

Samalla, kun järjestelmä ylläpitää automaattisesti hallitilan olosuhteita, voi se informoida käyttäjää toimintatavastaan. Esimerkiksi rata-alueen ilman lämpötilaa asetettaessa tulee järjestelmän olla tietoinen käytetystä ilman kuivaustavasta, jolloin se voi kokonaan estää tai vähintään tiedottaa käyttäjää, kun asetusarvoksi ollaan säätämässä liian kylmää lämpötilaa. Säätohetkellä järjestelmä voi esimerkiksi varmistaa, että käyttäjä on tietoinen liian kylmän lämpötilan aiheuttamista kosteusriskeistä, koska käytössä on kondenssikuivain. Vastaavasti voidaan toimia myös, kun käyttäjä aikoo säätää asetusarvon liian korkeaksi.

### 6.3.3 Muiden järjestelmien automatisointi

Tämän diplomityön mittaustulosten perusteella ei voida ottaa yhtä kattavasti kantaa muiden teknisten järjestelmien kuin ilmanvaihdon automatisointiin. Kylmäkoneiston ja valaistuksen ohjauksessa voidaan nojata olemassa oleviin ohjeistuksiin. Siinä, missä ilmanvaihdon ohjauksen tulee perustua rata-alueen asetusarvoihin ja toimia niiden perusteella automaattisesti, voi kylmäkoneiston automatisointi perustua jälle asetetun lämpötilan ylläpitoon. Kylmäkoneiston COP:ia on jatkuvasti seurattava, ja järjestelmä on ohjelmoitava toimimaan siten, että se toimii kaikissa tilanteissa mahdollisimman hyvällä hyötysuhteella. Seurantamenetelmän kannalta on kylmäkoneiston tapauksessa tärkeää, että siihen liittyviä energiavirtoja seurataan ja ne raportoidaan ymmärrettävässä muodossa. Energiavirroilla tarkoitetaan tuotettujen kylmä- ja lämpöenergioiden määrää. Hallitilan valaistukselle voidaan asettaa useita portaita, ja sitä voidaan ohjata esimerkiksi jääradan varauskalenterin tai liiketunnistuksen perusteella.

## 7 Johtopäätökset ja yhteenveto

Tämän diplomityön tarkoituksena oli selvittää, miten jäähallien olosuhteita, teknisten järjestelmien toimintaa ja energiatehokkuutta voidaan seurata. Kirjallisuustutkimuksessa tutustuttiin jäähalleihin rakennuksina, sekä niiden olosuhteiden hallintaan ja hallinnan energiankulutusvaikutuksiin teoreettisella tasolla. Lisäksi esiteltiin jäähallien toiminnan kannalta kaikkien olennaisten teknisten järjestelmien toimintaperiaatteet, tehtiin katsaus olemassa oleviin jäähallien energiankulutustutkimuksiin ja käsiteltiin jäähallien asemaa rakennusmääräysten osalta Suomessa.

Diplomityön kokeellisessa osiossa muodostettiin jäähallien toiminnan seuraamisen tueksi mittausuunnitelma. Suunnitelman mukaiset kenttämittaukset suoritettiin mahdollisuuksien mukaan viidessä jäähallissa, jotka olivat Klaukkalan harjoitusjäähalli, Mäntsälän jäähalli, Sentteri Tampereen laajennusosa, Tapiolan harjoitusjäähalli sekä Ylöjärven jäähalli. Kenttämittaukset käsiteltiin analyttisin ja laskennallisin menetelmin. Mittaus- ja laskentatulokset esiteltiin hallikohtaisesti, ja niiden pohjalta tehtiin hallien välistä vertailua sisäilman laadun, ilmanvaihdon toiminnan ja tutkimuskohteiden energiatehokkuuden kannalta.

Kirjallisuustutkimuksen perusteella valtaosa jäähallin energiankulutuksesta aiheutuu jäähdytysenergian tuotannon vaatimasta sähköenergiasta, sekä jään kylmän lämpötilan vaikutuksesta hallitilan sisäilmaan aiheutuvasta lämmitystarpeesta. Energiatehokas jäähalli joustuukin jatkuvasti tasapainoilemaan energiankulutuksen, jäähän kohdistuvien laatuvaatimusten ja sisäilmaan kohdistuvien lämpötila-, kosteus- ja mukavuusvaatimusten välillä.

Kylmäkoneiston sähkönkulutukseen voidaan vaikuttaa joko jäähdytystehontarvetta pienentämällä, tai parantamalla koneiston hyötysuhdetta kuvaavaa COP:ia. COP:in parantaminen on kylmäkonetekninen asia, johon ei tämän diplomityön tapauksessa oteta tarkemmin kantaa. Jäähdytystehontarpeeseen vaikuttavat puolestaan hallitilan lämpö- ja kosteusolosuhteet, rakenteiden ja jääradan välinen lämpösäteily, jääkerroksen paksuus ja ylläpidettävä lämpötila, sekä jäähoidossa käytettävän veden lämpötila, määrä ja jäähoidokertojen tiheys. Rakenteiden ja jääradan välistä lämpösäteilyä lukuun ottamatta kaikki listatut tekijät ovat sellaisia, joihin voidaan vaikuttaa jäähallin jo ollessa käytössä ohjausperiaatteita tai tottumuksia muokkaamalla. Toisaalta jäähdytystehontarvetta pienentävien toimenpiteiden vaikutus kylmäkoneiston tuottaman lauhdelämmön määrään on huomioitava, mikäli lauhdelämpöä hydynnetään lämmitystarpeisiin.

Lämpöenergiaa kulutetaan tilojen lämmittämiseen ja lämpimän käyttöveden tuottamiseen. Kylmä jäärata aiheuttaa hallitilaan suuren lämpöhäviön, joka täytyy tasapainottaa lämmittämällä hallitilaan ohjattavaa tuloilmaa. Rata-alueen oleskeluvyöhykkeen tavoitelämpötila on noin 5 °C. Ilman lisäksi myös vettä on lämmitettävä. Normaalin lämpimän käyttöveden lisäksi jäähallissa kulutetaan suuria määriä vettä myös jäähoidoon. Jäähoidoveden lämpötila vaihtelee yleensä välillä 30...60 °C, ja sen määrä jäähoidokertaa kohden on luokkaa 500 litraa. Jäähoidokertoja saattaa vuorokauden aikana olla jopa noin 15, riippuen jääradan käytöstä.

Lämpöenergiankulutuksen minimointi voidaan jäähallien tapauksessa toteuttaa kahden toimenpiteen turvin. Ensinnäkin, lämmitystehontarve tulee minimoida suunnittelemalla ja ohjaamalla lämpöenergiaa kuluttavat tekniset järjestelmät, kuten ilmanvaihto ja lämpimän käyttöveden tuottaminen, siten, että ne toimivat optimaalisella tavalla nimenomaan jäähalli-

kontekstissa. Etenkin hallitilan ilmanvaihdon suunnittelulla ja ohjauksella voidaan merkittävästi vaikuttaa ilmanvaihdon lämmitystehontarpeeseen. Hallitilan ilmanvaihto toimii suuren osan ajasta energiatehokkaimmillaan, kun sitä ajetaan kiertoilmatilassa. Täten esimerkiksi poistoilman LTO tulee sijoittaa järjestelmään siten, että sitä voidaan hyödyntää myös, kun raitisilmalle ei ole tarvetta. Myös hallitilan ilmanjakoon on kiinnitettävä erityishuomiota, sillä hallitilan ilma kerrostuu lämpötilaltaan voimakkaasti jääradan vaikutuksesta.

Toinen, nimenomaan jäähalleille ominainen lämpöenergiankulutuksen minimoinnin työkalu, on kylmäkoneiston tuottaman lauhdelämmön mahdollisimman tehokas hyödyntäminen jäähallin lämpöenergian lähteenä. Kylmäkoneisto on toimintaperiaatteeltaan tavanomainen lämpöpumppu, joka jäähdytysenergiaa tuottaessaan tuottaa väistämättä myös lämpöenergiaa. Tämä lämpöenergia on tavalla tai toisella poistettava kylmäkoneiston primääripiiristä, jotta se voi toimia toivotulla tavalla. Kylmäaineen lauhdutuksessa vapautuva lämpöenergia varastoituu lauhdeliuokseen, jota puolestaan voidaan hyödyntää esimerkiksi ilmanvaihdon, vesikiertoisen lattialämmityksen, routasuojauksen tai jäänhoitovedelle tarkoitetun lämminvesivaraajan lämmitykseen. Mikäli lähtökohtaisesti matalalämpöisen, noin 30 °C:isen lauhdeliuoksen avulla ylläpidetään lämpöpumpun turvin toista, lämpötilaltaan korkeampaa liuosta, voidaan sitä hyödyntää myös lämpimän käyttöveden tuottamiseen. Toteuttamalla jäähallin tekninen suunnittelu lähtökohtaisesti lauhdelämmön talteenoton maksimoinnin ehdoilla, voidaan jäähallin koko lämpöenergian tarve kattaa jääradan ylläpidon seurauksena käytännössä ilmaiseksi syntyvällä lauhdelämmöllä riippumatta ulkoilman olosuhteista.

Jäähdytyksen ja lämmityksen ohella myös hallitilan kosteudenhallinta on merkittävässä roolissa paitsi energiatehokkuuden, myös rakenteiden kosteusteknisen toiminnan kannalta. Rata-alueen lämpötilaltaan alhainen ilma omaa alhaisen kosteuskapasiteetin, jolloin ilman suhteellinen kosteus pääsee helposti nousemaan liian korkeaksi. Hallitilan ilmaa voidaan raitisilmahuuhtelun ohella kuivattaa käytännössä kahdella eri periaatteella, mutta niistä molemmat vaativat toimiakseen sähköenergiaa. Ilman kuivatuksen vaatimalta energiankulutukselta ei kuitenkaan voida hallitilan rakenteiden turvallisen kosteusteknisen toiminnan varmistamiseksi välttyä. Kuivempi ilma on myös energiasisällöltään alhaisempaa, jolloin jäähän kohdistuva lämpökuorma on pienempi.

Diplomityön kokeelliseen osioon lähdettiin kirjallisuustutkimuksen tarjoamista lähtökohdista. Tavoitteena oli seurata kussakin tutkimuskohteessa sen hallitilan olosuhteita, ilmanvaihdon ja -jaon toimintaa hallitilan olosuhteiden ylläpitoon, hallitilaan pääsevän kosteuden määrää ja täten kuivauslaitteiston toimivuutta, sekä kiinnittää huomioita lauhdelämmön talteenottojärjestelmän kattavuuteen. Mittaustulosten pohjalta muodostettiin runko jäähallitekniselle seurantamenetelmälle. Seurantamenetelmä antaa yleiskuvan siitä, mitä jäähalleissa tulee mitata ja miten mittaustuloksia tulee analysoida, tulkita ja raportoida, jotta jäähallien olosuhteita, laitteistoteknistä toimintaa ja energiatehokkuutta voidaan seurata. Myös laitteistojen automatisointimahdollisuuksiin mittausten pohjalta otettiin kantaa.

Tutkimuskohteiden hallitilojen olosuhteet vaihtelivat reilusti. Rata-alueiden ilman lämpötilan keskiarvot vaihtelivat välillä 3,5...8,6 °C. Suhteellisen kosteuden keskiarvot vaihtelivat välillä 55,7...80 %. Hallitilan hiilidioksidipitoisuudet käyttäytyivät kaikissa kohteissa melko samalla tavalla, vaihdellen kuormituksen mukaan enimmäkseen välillä 400...1200 ppm. Suurimpana sallittuna arvona pidetty 1200 ppm ylitettiin hetkellisesti kolmessa kohteessa. Pitoisuuden keskiarvot olivat välillä 542...771 ppm, mutta myös käyttöasteet vaihtelivat rei-

lusti. Hiilidioksidipitoisuuden kehityksen perustuneen analyysin mukaan kohteiden jääratojen käyttöasteet vaihtelivat välillä 20...59 % aukioloajasta. Käyttöasteen selvittäminen on tärkeää, kun tehdään energiankulutuksen huomioivaa kustannusanalyysia.

Kohteiden hallitilojen ilmanvaihtokoneistojen todettiin toimineen Ylöjärven jäähallia lukuun ottamatta käytännössä täysin kiertoilmatilassa. Tuloilmavirran keskiarvo vaihteli välillä 2,39...4,23 m<sup>3</sup>/s. Kosteusolosuhteiden ylläpitoon vaadittiin neljässä kondenssikuivaimella varustetussa kohteessa keskimäärin 14,07...36,98 kW:n jäähdytysteho. Hallitilan kosteusolosuhteiden ja jäähdytystehon välillä ei havaittu yhteyttä. Kuivaimen jälkeen ilmaa lämmitettiin keskimääräisillä lämmitystehoilla, joka vaihtelivat välillä 48,8...75,4 kW. Klaukkalan ja Tapiolan harjoitusjäähallien ilmanvaihtoihin oli integroitu myös kaukolämmöllä toimiva lämmityspatteri. Niiden keskimääräiset lämmitystehot olivat 2,71 kW ja 26,71 kW. Tapiolan harjoitusjäähallin tapauksessa kaukolämmön osuus koko tuloilman lämmitystehosta oli noin 35 %. Tämä on huomionarvoista, sillä muiden kohteiden tapauksessa tuloilman lämmitykseen ei käytetty ostoenergiaa lainkaan, tai ainoastaan hyvin marginaalisesti. Lauhdepatterien osuudet lämmitystehoista vaihtelivat välillä 51,9...100 %.

Kohteista ainoastaan Klaukkalan harjoitusjäähallin ja Sentteri Tampereen laajennusosan ilmanvaihdot on varustettu poistoilman LTO:lla, jota voidaan hyödyntää myös kiertoilmatilassa. LTO tarjosi tuloilman lämmitystehontarpeesta huomattavan osuuden kummassakin tapauksessa, Klaukkalassa 41,2 % ja Tampereella 48,1 %. LTO:t poikkesivat tekniikoilta toisistaan, mikä havaittiin myös niiden hyötysuhteissa. LTO:n hyötysuhde oli Klaukkalassa keskimäärin yli 85 %, kun Tampereella jäätiin tasolle 55 %.

Sen lisäksi, että LTO vastasi huomattavasta osasta tuloilman lämmitystarvetta, havaittiin myös selvä yhteys LTO:n sijainnin ja hallitilan kosteudenhallinnan välillä. Kohteissa, joissa LTO oli hyödynnettävissä myös kiertoilmatilassa, oli kondenssikuivaimen kohdistuva jäähdytystehontarve pienempi, ja etenkin kondenssikuivaimen läpäisevän absoluuttisen kosteuden määrä alhaisempi. Kondenssikuivaimen läpäisi Klaukkalassa ja Tampereella keskimäärin 4,59 g/m<sup>3</sup> ja 4,65 g/m<sup>3</sup>, kun vastaavat arvot Mäntsälässä ja Tapiolassa olivat 5,62 g/m<sup>3</sup> ja 5,91 g/m<sup>3</sup>. Suurimpana sallittuna arvona kondenssikuivaimen läpäisevälle kosteudelle voidaan pitää noin arvoa 4,8 g/m<sup>3</sup>, jolloin suhteellinen kosteus lämpötilassa 5 °C on noin 70 %. Käytännössä kondenssikuivaimen on jäähdytettävä ilma mahdollisimman lähelle lämpötilaa 0 °C, jotta vaatimus täyttyy.

Verrattaessa sorptio- ja kondenssikuivaimia energiatehokkuuden näkökulmasta toisiinsa todettiin, että kondenssikuivainten kylmäkoneistolta vaatimat oletetut sähkötehot vaihtelivat välillä 15...39 % Ylöjärven sorptiokuivaimen vaatimasta sähkötehosta. Huomionarvoista kuitenkin on, että Ylöjärven hallitilassa on kaksi jäärataa kaikkien muiden kohteiden hallitilojen ollessa yksirataisia, ja Ylöjärven sisäilma oli sekä lämpötila-, että kosteusolosuhteiltaan vertailun paras. Tulosten perusteella vaikuttaa siltä, että kondenssikuivaimen avulla voidaan ylläpitää hallitilassa hyväksyttävät olosuhteet sorptiokuivaimen vaatimaa sähkötehoa pienemmällä sähköteholla, mutta parempien olosuhteiden vaikutusta esimerkiksi jäärataan kohdistuvaan pienentyneeseen lämpökuormaan tulisi tutkia lisää. Lisäksi Ylöjärven sorptiokuivaimen energiatehokkuutta voitaisiin parantaa jopa merkittävästi hyödyntämällä kuivaimen lämmitysprosesseissa sähkön ohella kylmäkoneiston lauhdelämpöä, ja ottamalla kuivaimen lämpimästä ja kosteasta jäteilmasta lämpöenergiaa talteen.

Hallitilojen ilmanjakojen toimivuutta arvioitiin vertaamalla tulo- ja poistoilmojen lämpötiloja rata-alueen ilman lämpötilaan. Analyysin perusteella todettiin, että Tapiolan ilmanjakoperiaate, jossa tuloilma ohjataan katon rajassa vaakatasoon, on tehokkuudeltaan merkittävästi heikompä kuin ratkaisut, jossa tuloilmaputket osoittavat alaviistoon. Lisäksi tulosten perusteella vaikuttaa siltä, että ilmanjakoratkaisuilla, joissa tuloilma jakautuu kahteen eri lämpöiseen osaan, voidaan saavuttaa tehokkuudeltaan yhden lämpötilan ratkaisuja parempi ilmanjako. Jakautuvan tuloilman periaatteen osalta jatkotutkimusten tarve on kuitenkin olemassa.

Kylmäkoneiston lauhdelämpöä hyödynnettiin kohteissa kattavasti ainoastaan Mäntsälän jäähallissa. Lauhdelämpöä hyödynnettiin kaikissa kohteen lämmitystarpeissa: ilmanvaihtojen ilmalämmityksissä, jäänhoitovedessä, lämpimässä käyttövedessä sekä vesikiertoisessa lattialämmityksessä. Lisäksi lauhdeliuksella ylläpidettiin routasuojauksen lämpötilaa. Muissa kohteissa lauhdelämmön pääkäyttökohde oli hallitilan tuloilman lämmitys.

Lauhdelämmön varastoinnin todettiin olevan avainasemassa sen tehokkaan hyödyntämisen kannalta. Esimerkiksi Klaukkalan harjoitusjäähallissa tuloilman lämmitys tapahtuu kylmäkoneiston ollessa käynnissä täysin lauhdelämmöllä, mutta koneiston pysähtyessä joudutaan välittömästi turvautumaan kaukolämpöön. Lauhdelämmön varastointimahdollisuuksia tulisi tutkia lisää. Lämmön varastointi esimerkiksi jäähallin alla olevaan maaperään on todettu toimivaksi ratkaisuksi. Toisaalta jäähallin lämpöenergian nettokulutusta voidaan pienentää, mikäli sen lähistöllä on jatkuvasti lämpöenergian tarpeessa oleva toinen kohde, kuten uimahalli, mihin ylimääräinen lauhdelämpö voidaan toimittaa. Tällöin jäähalli voi itse turvautua esimerkiksi kaukolämpöön tilanteessa, jolloin lauhdelämpöä ei ole käytettävissä.

Seurantamenetelmän jatkokehityksen kannalta olisi olennaista suorittaa uusia mittausjaksoja täysin seurantamenetelmän mittaussuunnitelman mukaisesti. Tämä tarkoittaa etenkin kylmäkoneistoon liittyvien mittausten määrän lisäämistä, jolloin sen tuottamien jäähdytys- ja lämmitysenergioiden määrät sekä sen kylmäkerroin voidaan selvittää paremmalla tarkkuudella. Lisäksi kohteissa, joissa seurantamenetelmän mukaan kulutusseurannan alaisia sähkölaitteita ei ole alamittaroitu, tulisi selvittää mahdollisuuksia muuten mitata niiden sähkönkulutusta. Etenkin kylmäkoneiston, hallitilan valaistuksen, ilmanvaihtolaitteiston ja sähkökäyttöisen jäänhoitokoneen sähkönkulutukset tulisi erottaa toisistaan. Kaukolämmönkulutusta tulisi seurata nyt käytettyä mittaväliä huomattavasti lyhyemmällä, esimerkiksi viiden minuutin mittavälillä. Ulkoilman olosuhteiden vaikutuksen selvittämiseksi tulisi mittausjaksojen pituutta kasvattaa useampaan kuukauteen, tai vaihtoehtoisesti suorittaa useampia mittausjaksoja esimerkiksi neljään eri vuodenaikaan. Optimitapauksessa seurantamenetelmän mukaiset mittaukset ja niistä tehtävät analyysit voitaisiin integroida rakennusautomaatiojärjestelmään, jonka tuottamiin raportteihin voisi tutustua etäyhteyden kautta.

Tämän diplomityön tulosten perusteella voidaan todeta, että jäähalleihin liittyvää energiansäästöpotentiaalia on olemassa. Ensimmäinen askel tämän potentiaalin kartoittamisessa on jäähallikohtaisen energiateknisen seurannan kehittäminen, sillä jokainen jäähalli toimii omanlaisena teknisenä kokonaisuutenaan. Useissa jäähalleissa seurantaa ei toistaiseksi tehdä lainkaan.

Toinen askel on yleisen jäähallitekni- sen tietotason kehittäminen. Jäähallin toiminnasta vastuussa olevan halli- henkilöstön on pystyttävä ohjaamaan teknisiä laitteita ja havaitsemaan mahdollisia ongelmia. Tämä ei käytännössä ole mahdollista, jos laitteistojen toimintaperi-

aatteet eivät ole tuttuja. Pahimmassa tapauksessa ei edes tiedetä, mitä laitteita omassa jäähallissa on käytössä. Osa vastuusta lankeaa myös rakennusautomaatiojärjestelmälle, jonka on käyttäjäystävällisessä ja ymmärrettävässä muodossa raportoitava mittauksistaan.

Kolmas, ehkä kaikkein merkittävin askel kohti tulevaisuuden energiatehokkaita jäähalleja, on selkeiden, perusteltujen ja toimivaksi todettujen jäähallitekniisten suunnitteluohjeiden laatiminen. Jäähalleja ei voida etenkään LVIA-tekniikan kannalta rinnastaa palloilu- tai muihin liikuntahalleihin. Esimerkiksi ilmanvaihdon ja -jaon suunnittelussa voidaan tehdä sekä hallitilan olosuhteiden hallintaan että ilmanvaihdon energiatehokkuuteen katastrofaalisesti vaikuttavia virheitä, mikäli suunnittelua ei tehdä lähtökohtaisesti jäähallin erityisvaatimukset tiedostaen ja huomioiden.

Optimaalisen energiatehokkuuden saavuttamiseksi on kaikkien teknisten järjestelmien, kuten kylmäkoneiston, ilmanvaihdon ja rakennusautomaation, keskusteltava saumattomasti keskenään. Tämä vaatii joko suunnittelijalta osaamista näistä kaikista, tai suunnittelusta vastuussa olevien erillistahojen keskinäistä kommunikointia suunnitteluvaiheessa. Energiatehokkuuden tavoittelun lomassa on kuitenkin hyvä muistaa, että jäähallit palvelevat ensisijaisesti käyttäjiään. Energiatehokas, mutta viihtyvyydeltään huono jäähalli ei ole minkään arvoinen. Toimivan tasapainon löytäminen energiatehokkuuden, kosteusteknisen toiminnan, sisäilman olosuhteiden ja jään laadun välille on avainasemassa täydellisen jäähallin tavoittelussa.

## Lähdeluettelo

- Anderson, D.E. 1971, "Problems created for ice arenas by engine exhaust", *The American Industrial Hygiene Association Journal*, vol. 32, no. 12, pp. 790-801.
- Creswell, P.D., Meiman, J.G., Nehls-Lowe, H., Vogt, C., Wozniak, R.J., Werner, M.A. & Anderson, H. 2015, "Exposure to Elevated Carbon Monoxide Levels at an Indoor Ice Arena-Wisconsin, 2014", *MMWR.Morbidity and mortality weekly report*, vol. 64, no. 45, pp. 1267-1270.
- Espoon kaupunki 2012, *Espoon uusiutuvan energian rajattu kuntakatselmus*, Espoon kaupunki, Espoo.
- Guo, H., Lee, S. & Chan, L. 2004, "Indoor air quality in ice skating rinks in Hong Kong", *Environmental research*, vol. 94, no. 3, pp. 327-335.
- Hukseflux Thermal Sensors 2016, , *HFP01: Heat flux plate / heat flux sensor*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: [http://www.hukseflux.com/sites/default/files/product\\_brochure/HFP01\\_v1612\\_0.pdf](http://www.hukseflux.com/sites/default/files/product_brochure/HFP01_v1612_0.pdf) [2016, 10/10].
- IIHF 2015, *Survey of Players (2015)*. Saatavissa: <http://www.iihf.com/iihf-home/the-iihf/survey-of-players/> [2016, 5/26].
- IIHF 2010, *Technical guidelines of an ice rink, international ice hockey federation guide book*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: [http://www.iihf.com/fileadmin/user\\_upload/PDF/Sport/Chapter3.pdf](http://www.iihf.com/fileadmin/user_upload/PDF/Sport/Chapter3.pdf) [2016, 03/21].
- Jyväskylän yliopisto 2016, *Liikuntapaikat.fi*. Saatavissa: <http://lipas.cc.jyu.fi/lipas> [2016, 03/23].
- Kilpa- ja huippu-urheilun tutkimuskeskus 2010, *Lajien harrastaja- ja lisenssimäärät*. Saatavissa: <http://www.kihu.fi/faktapankki/lisenssit/> [2016, 5/26].
- Laitinen, A., Nykänen, V. & Paiho, S. 2010, *Jäähallin kylmäkoneiden hankintaopas*, VTT, Espoo.
- Laitinen, A., Vesanen, T. & Partanen, M. 2014, *Jäähallin määräystenmukaisuuden osoittaminen ja vaipan optimaalinen lämpöeristys*, VTT, Espoo.
- Lu, T., Lü, X. & Viljanen, M. 2011, "A novel and dynamic demand-controlled ventilation strategy for CO<sub>2</sub> control and energy saving in buildings", *Energy and Buildings*, vol. 43, no. 9, pp. 2499-2508.
- Mander, P. 2012, 4.8.2012-päivitetty, *How to convert relative humidity to absolute humidity*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: <https://carnotcycle.wordpress.com/2012/08/04/how-to-convert-relative-humidity-to-absolute-humidity/> [2016, 09/21].
- Motiva Oy 2015a, *Lämpöenergian vuosittaisia rakennustyyppikohtaisia ominaiskulutuksia (kWh/r-m<sup>3</sup>) raportoidussa palvelusektorin rakennuskannassa*, Motiva Oy.



- Motiva Oy 2015b, *Sähköenergian vuosittaisia rakennustyyppikohtaisia ominaiskulutuksia (kWh/r-m<sup>3</sup>) raportoidussa palvelusektorin rakennuskannassa*, Motiva Oy.
- Nichols, L. 2009, "Improving efficiency in ice hockey arenas", *ASHRAE Journal*, vol. 51, no. 6, pp. 16-20.
- OPM & Suomen Jääkiekkoliitto 1999, *Jäähallit ja tekojäähallit*, Rakennustieto Oy.
- OPM, Teknillinen Korkeakoulu & Suomen Jääkiekkoliitto 2007, *Jäähallien lämpö- ja kosteustekniikka: suunnittelu- ja rakennuttamisopas*, Rakennustieto Oy.
- Pennanen, A. 2005, *Indoor air pollution and health risks in Finnish ice arenas*, National Public Health Institute.
- Pietiko Oy 2016, *Thermodata loggeri*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: [http://www.pietiko.fi/dataloggerit/esitteet/Thermodataloggeri\\_mittari\\_esite\\_pietiko.pdf](http://www.pietiko.fi/dataloggerit/esitteet/Thermodataloggeri_mittari_esite_pietiko.pdf) [2016, 10/10].
- Pietiko Oy & Deltaohm 2016, *Sisäilman laadun tarkkailulaitteet HD21AB17 ja HD21AB*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: [http://www.pietiko.fi/hiilidioksidimittarit/esitteet/HD21AB17\\_sisailman\\_laatu\\_mittari\\_esite\\_pietiko\\_fin\\_eng.pdf](http://www.pietiko.fi/hiilidioksidimittarit/esitteet/HD21AB17_sisailman_laatu_mittari_esite_pietiko_fin_eng.pdf) [2016, 10/10].
- Pietiko Oy & Swema 2016, *Swema 3000 yleismittari/monitoimimittari sisäilmastomittaukseen*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: [http://www.pietiko.fi/sites/default/files/liitteet/swema3000\\_ilmanvirtausmittari\\_esite\\_pietiko\\_fin\\_eng\\_0.pdf](http://www.pietiko.fi/sites/default/files/liitteet/swema3000_ilmanvirtausmittari_esite_pietiko_fin_eng_0.pdf) [2016, 10/10].
- Räikkönen, M. 2012, *Jäähallien energiatehokkuus*, Diplomityö, Aalto-yliopisto, Espoo.
- Rogstam, J., Beaini, C. & Hjert, J. 2014, *Stoppslad fas 4: Energianvändning i svenska ishallar*, Energi & Kylanalys, Älvsjö.
- Rogstam, J., Dahlberg, M. & Hjert, J. 2011, *Stoppslad fas 2: Energianvändning i svenska ishallar*, Energi & Kylanalys, Älvsjö.
- Rotronic Group 2014, 21.10.2014-päivitetty, *Rotronic CL11 - Data Sheet*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: <http://www.rotronic.com/en/productattachments/index/download?id=784> [2016, 10/10].
- RT 07-10946 2009, *Sisäilmastoluokitus 2008 Sisäympäristön tavoitearvot, suunnitteluohjeet ja tuotevaatimukset*, Sisäilmayhdistys Ry, Espoo.
- Seghouani, L., Daoud, A. & Galanis, N. 2009, "Prediction of yearly energy requirements of indoor ice rinks", *Energy and Buildings*, vol. 41, no. 5, pp. 500-511.
- Seppänen, O. 1996, *Ilmastointitekniikka ja sisäilmasto*, Suomen LVI-yhdistysten liitto.
- SRMK D2 2012, *Rakennusten sisäilmasto ja ilmanvaihto Määräykset ja ohjeet 2012*, Ympäristöministeriö, Helsinki.

- SRMK D3 2012, *Rakennusten energiatehokkuus Määräykset ja ohjeet 2012*, Ympäristöministeriö, Helsinki.
- ST1 Deep Heat Oy 2016, 1.8.2016-päivitetty, *Puhdasta lämpöenergiaa maan syvyyksistä*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: <http://www.st1.fi/deepheat> [2016, 9/9].
- Sutherland, A. 2015, "Energy Efficient Ice Rink", *ASHRAE Journal*, vol. 57, no. 3, pp. 78.
- VTT 2016, *Jäähallien kulutustiedot*, [Verkkoaineisto]. Saatavissa: <http://jaahallit.vtt.fi/kulutustiedot.asp> [2016, 06/13].
- WHO 2005, *Air quality guidelines for particulate matter, ozone, nitrogen dioxide and sulfur dioxide. Global update 2005*, World Health Organization.
- WHO 1999, *Environmental Health Criteria 213: Carbon Monoxide (second edition)*, World Health Organization, Geneva.
- Ympäristöministeriö 2016, *Ympäristöministeriön asetus rakennuksen energiatodistuksesta annetun ympäristöministeriön asetuksen liitteen 1 ja 2 muuttamisesta*, Helsinki.